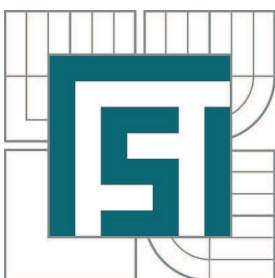


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ  
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ  
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO  
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING  
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

## VÝPOČTOVÁ ANALÝZA TUHOSTI ROZVÁDĚCÍHO MECHANIZMU TURBODMYCHADLA

COMPUTATIONAL ANALYSIS OF TURBOCHARGER DISTRIBUTING MECHANISM

DIPLOMOVÁ PRÁCE  
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE  
AUTHOR

Bc. PETR PLAŠIL

VEDOUCÍ PRÁCE  
SUPERVISOR

Ing. DAVID SVÍDA, Ph.D.

BRNO 2013

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2012/2013

## **ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE**

student(ka): Bc. Petr Plašil

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Automobilní a dopravní inženýrství (2301T038)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

### **Výpočtová analýza tuhosti rozváděcího mechanismu turbodmychadla**

v anglickém jazyce:

### **Computational Analysis of Turbocharger Distributing Mechanism**

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Proveďte výpočtovou analýzu tuhosti rozváděcího mechanismu turbodmychadla.

Cíle diplomové práce:

1. Proveďte dostupnou analýzu tuhosti hlavních částí mechanismu za použití metody konečných prvků
2. Proveďte dostupnou analýzu mechanismu v programu pro simulaci dynamiky těles s využitím pružných těles
3. Navrhněte metodu pro experimentální ověření výsledku
4. Proveďte porovnání naměřených a vypočtených hodnot deformací hlavních částí mechanismu

Seznam odborné literatury:

- [1] KUCHAR, P. Řešení pevnosti dynamicky namáhaných dílů spalovacích motorů. PHD Thesis. Prague 2007
- [2] Kolektiv VÚNM a ČKD. Naftové motory čtyřdobé, 1díl. Státní nakladatelství technické literatury, n.p., Druhé vydání. Praha, 1962. L123-B3-IV-41/2490
- [3] PÍŠTĚK, V., ŠTĚTINA, J. Výpočetní metody ve stavbě spalovacích motorů. Nakladatelství VUT v Brně, 1991
- [4] MSC Software. MSC. ADAMS/Solver C++ User's Manual 2008, 2008

Vedoucí diplomové práce: Ing. David Svída, Ph.D.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2012/2013.

V Brně, dne 19.10.2012

L.S.

---

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.  
Ředitel ústavu

---

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.  
Děkan fakulty



## ABSTRAKT

Tato diplomová práce pojednává o využití pevnostních výpočtů rozváděcího mechanismu turbodmychadla v Multi Body systému ADAMS s využitím pružných těles a jejich korelace s konečno-prvkovým systémem ANSYS. Dále je uvedeno porovnání výpočtů v programu ADAMS s optickým testem. Na začátku též práce pojednává o turbodmychadlech a způsobech jejich regulace.

## KLÍČOVÁ SLOVA

turbodmychadlo, VNT mechanismus, rozváděcí kroužek, ANSYS, ADAMS/FLEX, optické měření

## ABSTRACT

This diploma thesis deals about possibilities of using stiffness analysis in Multi body system ADAMS with Flexible bodies and its correlation with finite element method in ANSYS. There is also comparison between Multi body analysis and optical measurement test. In the beginning there is also dealing about turbochargers and ways of their regulation.

## KEYWORDS

turbocharger, VNT mechanism, unison ring, ANSYS, ADAMS/FLEX, optical measurement



## BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

PLAŠIL, P. *Výpočtová analýza tuhosti rozváděcího mechanismu turbodmychadla*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. 86 s. Vedoucí diplomové práce Ing. David Svída, Ph.D.



## ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Davida Svídy, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 21. května 2013

.....

Petr Plašil



## PODĚKOVÁNÍ

Mé poděkování náleží mému vedoucímu diplomové práce Ing. Davidu Svídovi, Ph.D., který mi umožnil zpracování této práce. Dále děkuji celému oddělení „Science“ firmy Honeywell, především pak Ing. Miroslavu Žatkovi a Ing. Filipu Tomancovi, kteří mi byli nápomocni a dávali mi cenné rady při provádění výpočtů a simulací. Rovněž děkuji své rodině a přítelkyni, která mi byla oporou během celého studia.



# OBSAH

|   |    |
|---|----|
| Úvod .....  | 10 |
| 1 Přepřňování .....   | 11 |
| 2 Přepřňování turbodmychadlem .....                               | 14 |
| 2.1 Princip přepřňování turbodmychadlem .....                     | 14 |
| 2.2 Turbodmychadlo .....  | 15 |
| 2.3 Regulace přepřňování .....                                    | 16 |
| 2.3.1 Regulace obtokovým ventilem .....                           | 17 |
| 2.3.2 Regulace změnou geometrie turbíny .....                     | 17 |
| 2.3.3 Porovnání způsobů regulace .....                            | 19 |
| 2.4 VNT mechanismus .....   | 20 |
| 3 Metoda konečných prvků .....                                    | 21 |
| 3.1 MKP software ANSYS .....                                      | 21 |
| 3.1.1 Metodika řešení úlohy v programu ANSYS .....                | 21 |
| 3.1.2 Výběr typu sítě .....                                       | 21 |
| 3.1.3 Charakteristika a typ elementů .....                        | 21 |
| 4 Multi body systém – software MSC ADAMS .....                    | 23 |
| 4.1 Struktura systému adams .....                                 | 23 |
| 4.1.1 Základní pojmy při práci v ADAMSu .....                     | 23 |
| 4.1.2 Vyhodnocování .....   | 24 |
| 5 Použití pružných těles v MBS .....                              | 25 |
| 5.1 Superpozice vlastních tvarů (CMS) .....                       | 25 |
| 5.1.1 Craig-Bamptonova metoda .....                               | 25 |
| 5.2 Tvorba MNF souboru .....                                      | 26 |
| 5.2.1 Tvorba konečnoprvkového modelu .....                        | 26 |
| 5.2.2 Tvorba přípojňých bodů .....                                | 26 |
| 5.2.3 Export do programu adams .....                              | 27 |
| 6 Výpočet nosníku .....   | 28 |
| 6.1 Analytický výpočet .....                                      | 28 |
| 6.2 Výpočet v programu ansys workbench .....                      | 30 |
| 6.2.1 Nastavení hlavních parametrů výpočtu .....                  | 30 |
| 6.2.2 Citlivostní analýza na síť .....                            | 31 |
| 6.2.3 Simulace zátěžňých stavů .....                              | 32 |
| 6.3 Výpočet v programu ADAMS .....                                | 33 |
| 6.3.1 Tvorba konečnoprvkového modelu nosníku .....                | 33 |
| 6.3.2 Export MNF souboru a jeho verifikace v programu adams ..... | 35 |





|       |  |    |
|-------|--|----|
| 6.3.3 | Vytvoření sestavy a vazeb .....                              | 37 |
| 6.3.4 | Porovnání vypočtených průhybů nosníku .....                  | 39 |
| 6.3.5 | Zhodnocení výsledků.....                                     | 41 |
| 7     | Deformace rozváděcího kroužku.....                           | 42 |
| 7.1   | Způsob vyhodnocování výsledků. ....                          | 43 |
| 7.2   | Výpočet v MKP programu ANSYS Workbench .....                 | 44 |
| 7.2.1 | Příprava modelu.....   | 44 |
| 7.2.2 | Nastavení parametrů pro výpočet.....                         | 44 |
| 7.2.3 | Výpočet a vyhodnocení výsledků.....                          | 47 |
| 7.3   | Výpočet v MBS programu ADAMS s využitím pružných těles ..... | 51 |
| 7.3.1 | Vytvoření MNF souboru .....                                  | 52 |
| 7.3.2 | Vytvoření modelu v MBS softwaru .....                        | 56 |
| 7.3.3 | Vytvoření výpočtového modelu .....                           | 58 |
| 7.3.4 | Výpočet a vyhodnocení výsledků.....                          | 59 |
| 7.4   | Porovnání spočtených výsledků mezi MBS a MKP programy .....  | 64 |
| 7.4.1 | Zatížení kroužku 2N .....                                    | 64 |
| 7.4.2 | Zatížení kroužku 4N .....                                    | 67 |
| 7.5   | Zhodnocení korelace výpočtů .....                            | 69 |
| 8     | Výpočet VNT modelu .....                                     | 70 |
| 8.1   | Popis šablony VNT modelu .....                               | 70 |
| 8.2   | MBS model testovacího přípravku .....                        | 71 |
| 8.3   | Výpočet a porovnání výsledků .....                           | 72 |
| 8.3.1 | Zhodnocení výsledků.....                                     | 77 |
| 9     | Experimentální ověření.....                                  | 78 |
|       | Závěr.....   | 79 |
|       | Seznam použitých zkratk a symbolů .....                      | 81 |
|       | Seznam obrázků.....  | 83 |
|       | Seznam grafů .....   | 85 |
|       | Seznam tabulek.....  | 86 |



## Úvod

Dnešní trend ve vývoji automobilových motorů nastolený přísnými emisními normami a stále se zvyšujícími cenami pohonných hmot vede ke stálému snižování objemu spalovacích motorů. Pro zachování, či dokonce zvýšení výkonu se hojně používá přepřňování turbodmychadly.

První prototyp přepřňovaného vznětového motoru turbodmychadlem bys sice představen již v roce 1905, využití v automobilním průmyslu zaznamenal až v 50tých letech.

Důležitou součástí turbodmychadel pro vozidlové (nestacionární) motory je jejich regulace, která přizpůsobuje plnicí tlak režimu motoru.

Firma Honeywell Garret přišla v roce 1990 s technologií VNT (Variable Nozzle Turbine), která umožňuje plynule regulovat průtok spalin přes turbínu turbodmychadla natáčením lopatek a tím přesně nastavovat plnicí tlak a optimalizovat ho v celém otáčkovém spektru motoru. Na turbodmychadla i jejich regulační členy jsou kladeny vysoké nároky na tuhost, pevnost a hlavně životnost, jelikož se správnou funkcí turbodmychadla je svázána správná funkce a výkon motoru.

Při vývoji turbodmychadel i regulačních členů se hojně využívají nejrůznější simulační programy. Využití těchto programů výrazně snižuje náklady na vývoj, snižuje vývojový čas od počátku vývoje do uvedení do provozu a pomocí výpočtových simulací se dosahuje i lepších výsledků.

První část práce se zabývá přepřňováním automobilových motorů turbodmychadly a jejich regulací, které se v současnosti na turbodmychadlech používají.

Druhá část pojednává o možnostech použití pevnostních výpočtů kontaktních úloh v MBS systému ADAMS s využitím pružných těles. Provedl jsem zde kontrolní výpočty na jednoduchém nosníku zatíženém kontaktní silou přes válcové těleso. Výsledky těchto výpočtů jsem porovnal s obdobnými výpočty metodou MKP v programu ANSYS. Výsledky pomocí MKP jsou brány jako „správné“. Vyhodnocoval jsem rozdíl vypočtených hodnot i procentuální odchylku od „správného výsledku“. Jako závěr z této části jsem shrnul shodnost metody MBS v programu ADAMS s využitím pružných těles s MKP metodou reprezentovanou programem ANSYS.

V další části jsem uplatnil poznatky získané při výpočtech nosníku a aplikoval je na složitější výpočet na rozváděcím kroužku VTN mechanismu turbodmychadla. Opět jsem provedl odpovídající si výpočty v MBS systému ADAMS s využitím pružných těles a metodou MKP v systému ANSYS. Vyhodnocení jsem provedl obdobně jako v případě nosníku, jen na více zkoumaných veličinách. Vyhodnocoval jsem též rozdílnost výsledků jmenovitě i procentuálně a v závěrech shrnul shodnost těchto dvou metod výpočtů.

V poslední části jsem aplikoval pružné těleso rozváděcího kroužku do celého kinematického modelu VNT mechanismu a porovnal výsledky s výpočtem, kde byl rozváděcí kroužek jako tuhé těleso. Na úplný závěr jsem provedl srovnání výpočtů a provedeného optického měření deformace rozváděcího kroužku vyhodnoceným v programu MERCURY 2010HS.



# 1 PŘEPLŇOVÁNÍ

Na dnešní spalovací motory jsou kladeny vyšší nároky než kdykoli předtím. Rostoucí ceny paliv a stále se zpřísnující emisní normy vytváří trendy nízké spotřeby a emisí výfukových plynů. Dosažení vysokých výkonů za těchto podmínek se konstruktéři přiklání k přeplňování spalovacích motorů. Přeplňování je v podstatě přivedení co největšího množství vzduchu do spalovacího prostoru motoru, tím zvýšit pracovní tlak a umožnit zvýšení dávky paliva, zlepšit podmínky spalování a efektivitu přeměny na mechanickou energii. [1]

## EFEKTIVNÍ VÝKON

Vztah pro efektivní výkon spalovacího motoru [1]:

$$P_e = i \cdot V_H \cdot p_e \frac{n}{\tau} [W] \quad (1)$$

kde:

|        |                    |  |
|--------|--------------------|--|
| $i$    | [-]                | počet válců  |
| $V_H$  | [m <sup>3</sup> ]  | zdvihový objem   |
| $p_e$  | [Pa]               | střední efektivní tlak na píst                           |
| $n$    | [s <sup>-1</sup> ] | otáčky motoru  |
| $\tau$ | [-]                | taktnost motoru (dvoudobý motor = 1, čtyřdobý motor = 2) |

Ze vztahu je zřejmé, že při zachování parametrů motoru, či dokonce při snižování zdvihového objemu, je jediný možný způsob jak zvýšit či zachovat výkon zvýšení středního efektivního tlaku na píst, což je hlavní účel přeplňování.

## STŘEDNÍ EFEKTIVNÍ TLAK

Střední efektivní tlak na píst je dán vztahem[1]:

$$p_e = \frac{H_u}{\sigma_i \cdot \lambda_Z} \cdot \rho_{pl} \cdot \eta_{pl} \cdot \eta_i \cdot \eta_m [Pa] \quad (2)$$

kde:




|             |                       |   |
|-------------|-----------------------|---|
| $H_u$       | [J.kg <sup>-1</sup> ] | dolní výhřevnost použitého paliva           |
| $\lambda_Z$ | [-]                   | spalovací součinitel přebytku vzduchu       |
| $\sigma_t$  | [-]                   | teoretický směšovací poměr vzduchu a paliva |
| $\rho_{pl}$ | [kg.m <sup>-3</sup> ] | hustota plnicího vzduchu                    |
| $\eta_{pl}$ | [-]                   | plnicí účinnost motoru                      |
| $\eta_i$    | [-]                   | indikovaná účinnost motoru                  |
| $\eta_m$    | [-]                   | mechanická účinnost motoru                  |

Přeplňování ovlivňujeme především hustotu plnicího vzduchu ( $\rho_{pl}$ ) a plnicí účinnost motoru ( $\eta_{pl}$ ).



## HUSTOTA PLNICÍHO VZDUCHU

Hustota závisí na fyzikálních vlastnostech nasávaného vzduchu. To jsou:

-  Teplota
-  Tlak
-  Měrná plynová konstanta

Hustota plnicího vzduchu je dána vztahem [1]:

$$\rho_{pl} = \frac{p_{pl}}{r_p \cdot T_{pl}} [kg \cdot m^{-3}] \quad (3)$$

kde:

|          |  |  |
|----------|--|--|
| $p_{pl}$ | [Pa]                                   | tlak plnicího vzduchu                    |
| $r_p$    | [J.kg <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> ] | měrná plynová konstanta plnicího vzduchu |
| $T_{pl}$ | [K]                                    | teplota plnicího vzduchu                 |

Pro zvýšení hustoty plnicího vzduchu zvyšujeme jeho tlak za současného snižování jeho teploty (pomocí mezichladiče stlačeného vzduchu).

## PLNICÍ ÚČINNOST MOTORU

Vztah pro plnicí účinnost motoru[1]:

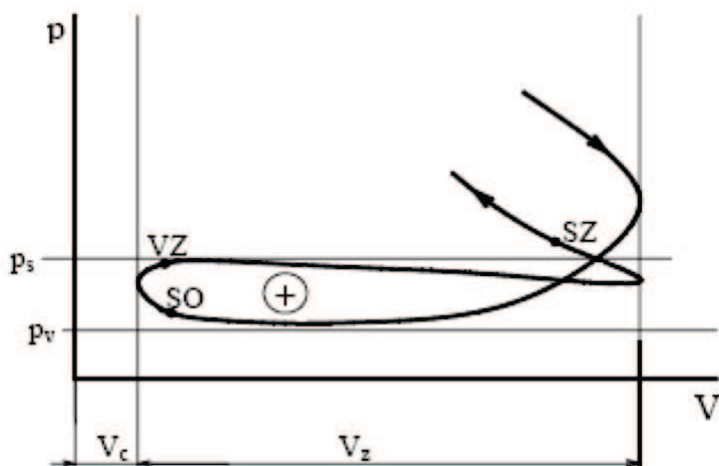
$$\eta_{pl} = \frac{m_Z}{V_H \cdot \rho_{pl}} [-] \quad (4)$$

kde:

|             |                       |                                  |
|-------------|-----------------------|----------------------------------|
| $m_Z$       | [kg]                  | hmotnost čerstvé náplně ve válci |
| $V_H$       | [m <sup>-3</sup> ]    | zdvihový objem jednoho válce     |
| $\rho_{pl}$ | [kg.m <sup>-3</sup> ] | hustota plnicího vzduchu         |

Je to tedy poměr hmotnosti čerstvé náplně ve válci motoru, k hmotnosti náplně při ideálním plnění. Plnicí účinnost je pro nepřepřňované motory logicky nižší, než u přepřňovaných motorů. U těch může být i větší než jedna.

Průběh výměny náplně ve válci přepřňovaného motoru je zobrazen na obrázku jako část p-V diagramu.



Graf 1 Průběh výměny náplně ve válci přeplňovaného motoru ( $p$ - $V$  diagram)

Přeplňovat můžeme několika způsoby.

- ✚ Dynamické přeplňování
  - Přeplňování využitím dynamiky nasávaného vzduchu a pulzací vzduchu v sacím potrubí.
  - Využívá se variabilní délky sacího potrubí.
- ✚ Přeplňování mechanickým kompresorem
  - Kompresor je poháněn z rozvodového mechanismu motoru.
  - Hlavní nevýhody jsou závislost plnicího tlaku na otáčkách motoru a odebrání nezanedbatelného výkonu z klikové hřídele motoru.
- ✚ Přeplňování turbodmychadlem
  - Turbodmychadlo využívá dynamiku výfukových plynů, které roztáčí turbínu spojenou přes hřídel s kompresorem.

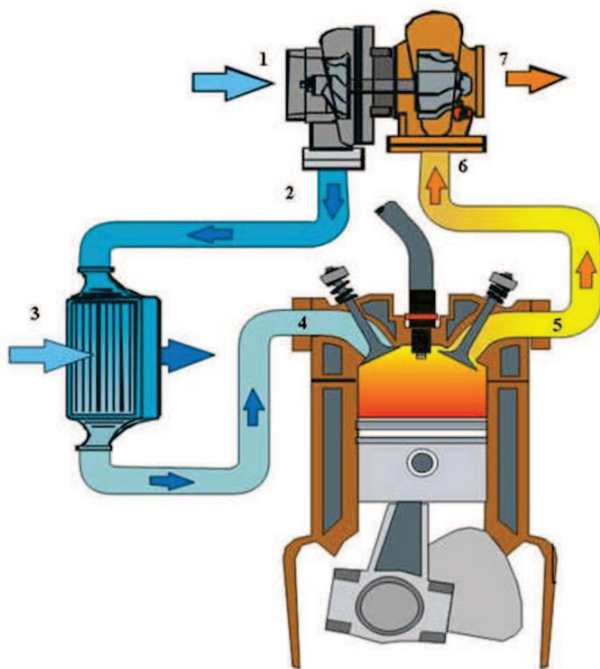
V následující kapitole jsou popsány způsoby a regulace přeplňování turbodmychadlem.

## 2 PŘEPLŇOVÁNÍ TURBODMYCHADLEM

Přeplňování pomocí turbodmychadla je podle mého názoru nejefektivnější způsob přeplňování. Využívá se energie výfukových plynů, která by jinak skončila nevyužitá ve výfukovém potrubí.

### 2.1 PRINCIP PŘEPLŇOVÁNÍ TURBODMYCHADLEM

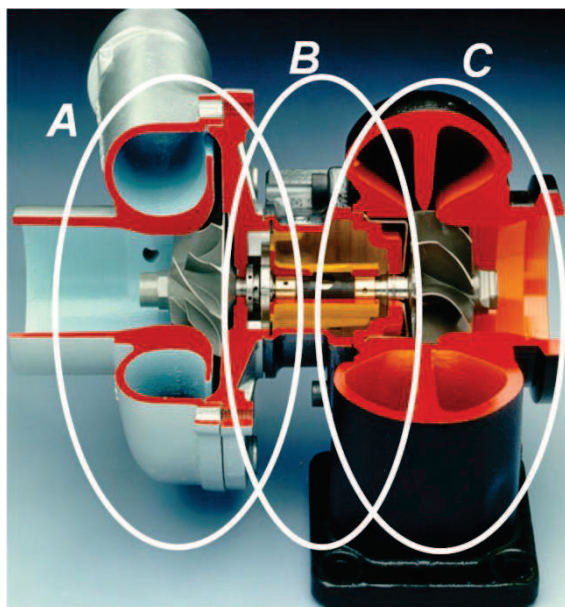
Na obrázku je schéma turbodmychadla a jeho připojení ke spalovacímu motoru.



Obrázek 1 Schéma umístění a funkce turbodmychadla [5]

Nasávaný vzduch postupuje sacím potrubím přes vzduchový filtr do kompresorové skříně turbodmychadla (1). Zde je stlačen a zahřát na vysokou teplotu až na 100 °C(2). Toto zvýšení teploty je ovšem nežádoucí, jelikož snižuje hustotu plnicího vzduchu. Proto je mezi kompresorem turbodmychadla a motorem ještě umístěn mezichladič plnicího vzduchu, který stlačený vzduch ochladí na teplotu kole 60°C a tím sníží jeho hustotu(3). Vzduch dále vstupuje přes sací ventil do spalovacího prostoru válce(4). Proběhne shoření směsy, výfukovým ventilem vystupují výfukové plyny ven z pracovního prostoru pístu (5) a výfukovým potrubím vstupují do turbínové skříně turbodmychadla (6). Výfukové plyny roztáčejí turbínové kolo (7) a vystupují do výfuku vozidla. [5]

## 2.2 TURBODMYCHADLO



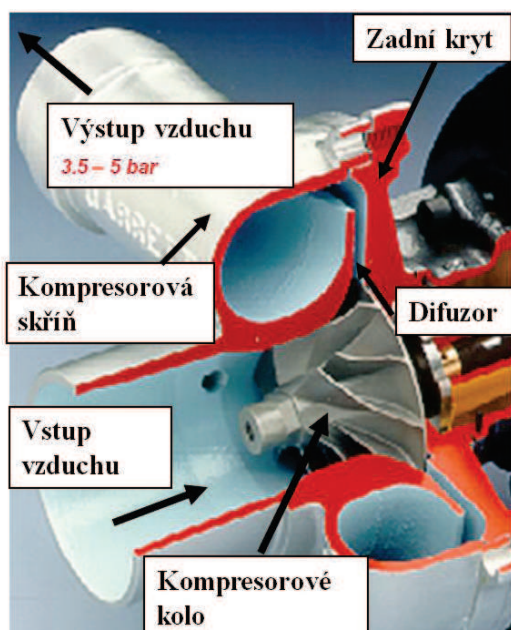
Turbodmychadlo se skládá ze 3 základních částí, jak je znázorněno na obrázku.

- Kompresorová část (A)
- Centrální část (B)
- Turbínová část (C)

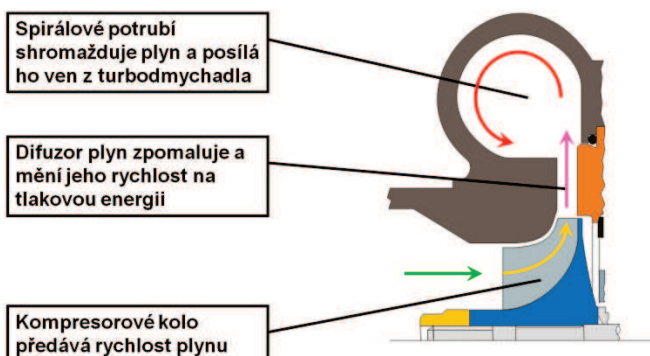
Obrázek 2 Řez hlavními částmi turbodmychadla [5]

### KOMPRESOROVÁ ČÁST

Skládá se z kompresorové skříně a kompresorového kola. Kompresorové kolo nasává vzduch přicházející z axiálního směru. Vzduch je nejdříve urychlován na lopatkách kompresorového kola a následně vtlačen přes difuzor do spirálové části kompresoru. Zde se mění jeho kinetická energie na tlakovou energii za nežádoucího nárůstu teploty. Teplota je snižována v chladiči umístěném za kompresorem. [5]



Obrázek 4 Řez kompresorovou částí [5]



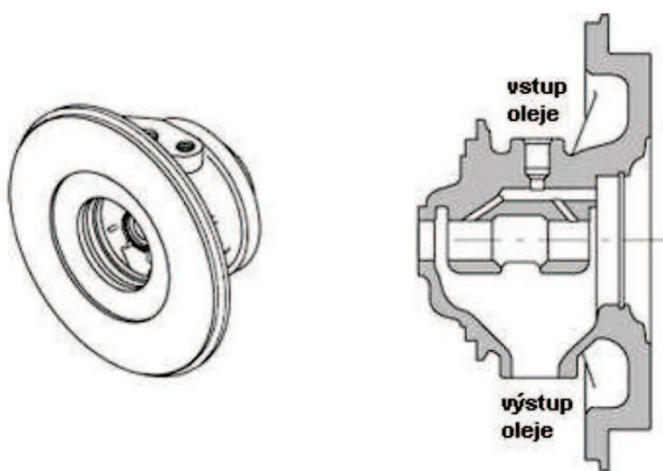
Obrázek 3 Princip kompresoru [5]



## CENTRÁLNÍ ČÁST

V kompresorové části je uložen spojovací hřídel turbínového a kompresorového kola. Uložení může být dvojitým způsobem[5]:

- ✚ Kluzná ložiska (plovoucí uložení na olejovém filmu)
  - Tento způsob byl do nedávna výhradním způsobem uložení hřídele v centrální části kvůli náročným podmínkám (vysoké otáčky a teploty)
- ✚ Valivá ložiska
  - Valivá ložiska se začala ve větší míře používat teprve nedávno. Za jejich nástup může vývoj nových typů materiálů dobře odolávajícím těžkým provozním podmínkám.
  - Valivá ložiska mají nižší třecí odpor než kluzná a způsobují lepší odezvu turbodmychadla. Dále mají menší hlučnost a vyšší životnost. [5]



Obrázek 5 Centrální část a její řez [5]

Mazání je zajištěno tlakovým olejem z centrálního mazacího systému. Tlakový olej má i funkci chlazení, kdy odvádí teplo z centrální části zahřívané od proudění výfukových plynů sousedící turbínovou částí. [5]

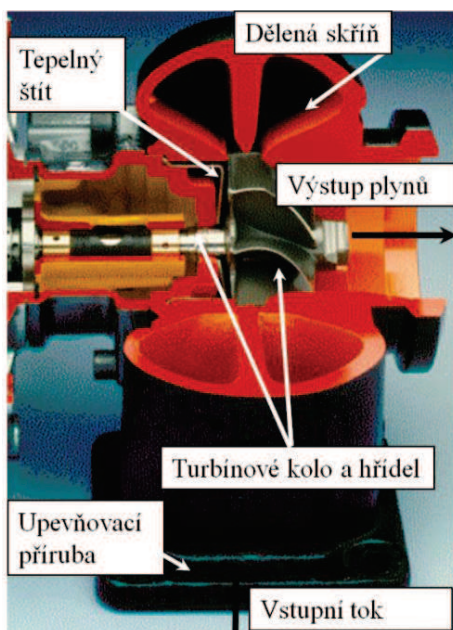
Turbínová i kompresorová část musí být od centrální části dobře utěsněna, aby tlakový olej neunikal či aby do centrální části nevstupoval plyn. Utěsnění je nejčastěji provedeno obdobně jako v pístu motoru pístními kroužky.[5]

## TURBÍNOVÁ ČÁST

Turbínová část je provedena obdobně jako kompresorová, jen obráceně. Plyn proudí z výfukových svodů do spirálové části a pokračuje na turbínové kolo (z radiálního směru), zde se mění kinetická energie plynu na mechanickou (roztáčení turbínového kola). Plyn vystupuje axiálním směrem do výfuku. V této části bývá také umístěno zařízení pro regulaci průtoku výfukových plynů přes turbínové kolo (např. obtokový ventil, VNT apod.) [5]

## 2.3 REGULACE PŘEPLŇOVÁNÍ

Automobilové motory pracují v širokém spektru otáček i zatížení. Pro dosažení ideálních hodnot plnicího tlaku ve všech režimech chodu motoru je důležitá regulace turbodmychadla. Ta má veliký vliv na parametry motoru jako je výkon, točivý moment, spotřebu i jeho emise. Hlavní výhoda regulace turbodmychadla je



Obrázek 6 Řez turbínovou částí [5]

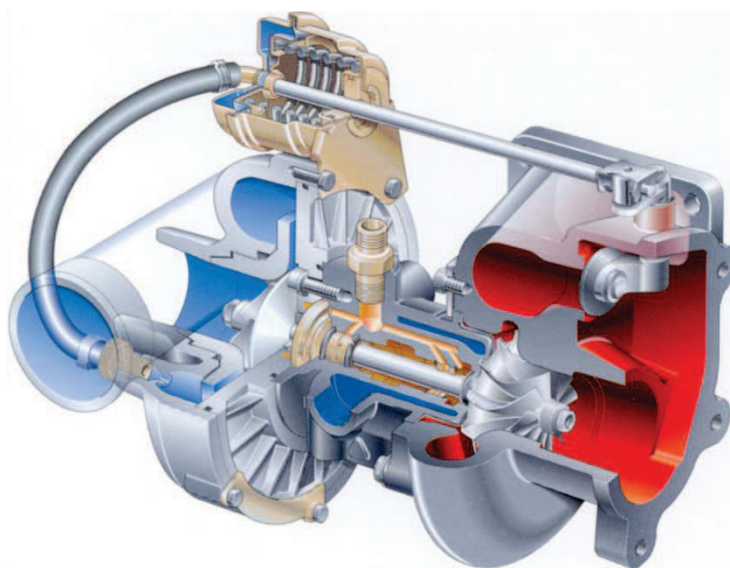


ovšem získání vysokého točivého momentu i v nízkých otáčkách (zvýšení pružnosti motoru). Na dnešních automobilových motorech téměř nenajdeme turbodmychadlo, které nepoužívá nějaký způsob regulace. To je důkaz, že regulace turbodmychadel je velmi důležitá a má rozhodující vliv na jeho vlastnosti. [1]

Zde jsou hlavní používané typy regulací:

- ✚ Regulace obtokovým ventilem
- ✚ Regulace změnou geometrie turbíny
  - Natáčení řídicí směrové klapky
  - Natáčení lopatek statoru turbíny
  - Změna šířky statoru turbíny

### 2.3.1 REGULACE OBTOKOVÝM VENTILEM



Obrázek 7 Řez turbodmychadlem s obtokovým ventilem [4]

Tato regulace byla zavedena jako první a s oblibou se používá do dnes. Jedná se o poměrně jednoduchý mechanismus vzhledem k ostatním typům regulace. Jednoduchost přináší i nižší výrobní náklady.

Hlavním principem je naladění turbodmychadla na max. plnicí tlak již při nízkých otáčkách. Při dalším nežádoucím zvyšování plnicího tlaku se otevírá ventil propojující spirálovou vstupní část turbíny a výstupní část za turbínou. Otevírání je ovládané nejčastěji tlakem v sání, který tlačí přes membránu na pružinu. Při zvýšení plnicího tlaku tlaková síla stlačí

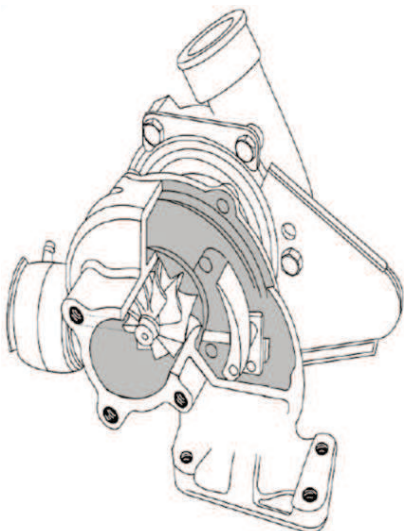
pružinu a přes táhla je otevřen obtokový ventil. Tím se sníží otáčky turbíny i plnicí tlak. Pro přesnější ovládání bývá tento ventil řízen i elektronicky řídicí jednotkou. Nevýhodou tohoto mechanismu je, že přepuštěný tlak zůstává nevyužit a je zmařen ve výfuku.[1]

### 2.3.2 REGULACE ZMĚNOU GEOMETRIE TURBÍNY

Tato regulace je postavena na principu změny průtočného průřezu. Změnou průřezu můžeme regulovat rychlost proudění plynů na turbínové kolo a tím i jeho otáčky a plnicí tlak. Hlavní výhoda tohoto typu regulace je využití celého hmotnostního toku spalin přes turbínu.

#### NATÁČENÍ ŘÍDICÍ SMĚROVÉ Klapky

Jedná se o nejjednodušší typ této regulace, kde je na vstupu do spirálové části turbínové skříně umístěna klapka upravující rychlost a směr proudícího plynu. Při nízkých otáčkách motoru a malém hmotnostním toku klapka sníží průtočný průřez, zvýší se rychlost proudění, otáčky turbíny a zvýší se plnicí tlak. Se zvyšujícími se otáčkami motoru a hmotnostním tokem



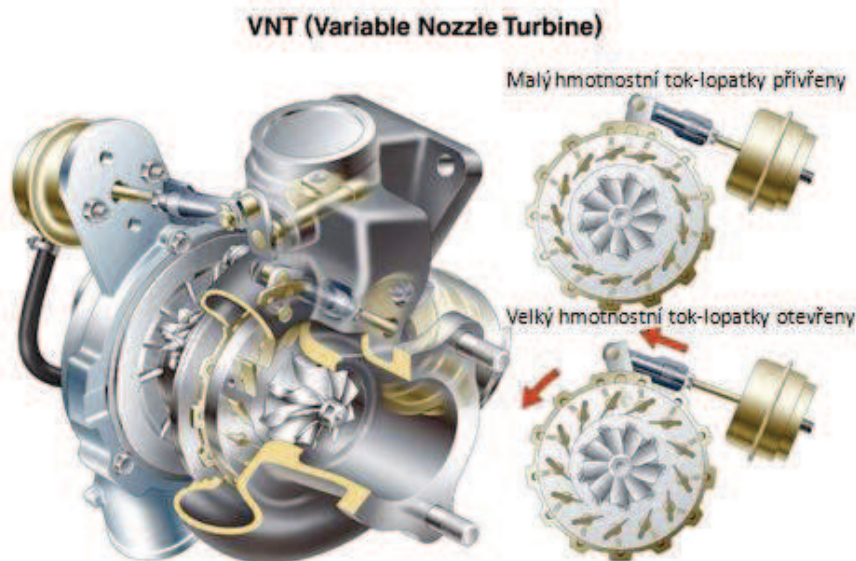
spalin se klapka otevírá až do maximální polohy, která musí odpovídat plnicímu tlaku při maximálním hmotnostním toku. Ovládací člen může být použit podobně jako u obtokového ventilu pneumatický nebo elektronický[1].

Obrázek 8 Řez turbodmychadlem s regulací natáčením směrové klapky[1]

### NATÁČENÍ LOPATEK STATORU TURBÍNY (VNT)

Natáčení lopatek statoru turbíny (VNT- Variable Nozzle Turbine). Další vývojový stupeň změny geometrie turbíny. Princip činnosti je prakticky totožný jako u předchozího případu, jen s tím rozdílem, že je použito větší množství směrových lopatek rozmístěných po obvodu turbínového kola. Tedy s měnícím hmotnostním tokem se mění průtočný průřez mezi lopatkami a tím i rychlost proudění. [1]

Tento způsob bývá také kombinován s obtokovým ventilem. Ten umožňuje použití menšího turbínového kola s menším momentem setrvačnosti a tím i rychlejší reakci turbodmychadla. Při plném otevření směrových lopatek a dále se zvyšujícím hmotnostním tokem je otevřen obtokový ventil, který přebytečný hmotnostní tok přepustí do výfukového potrubí a tím sníží plnicí tlak na optimální hodnotu. Tento systém je zobrazen na obrázku. [5]

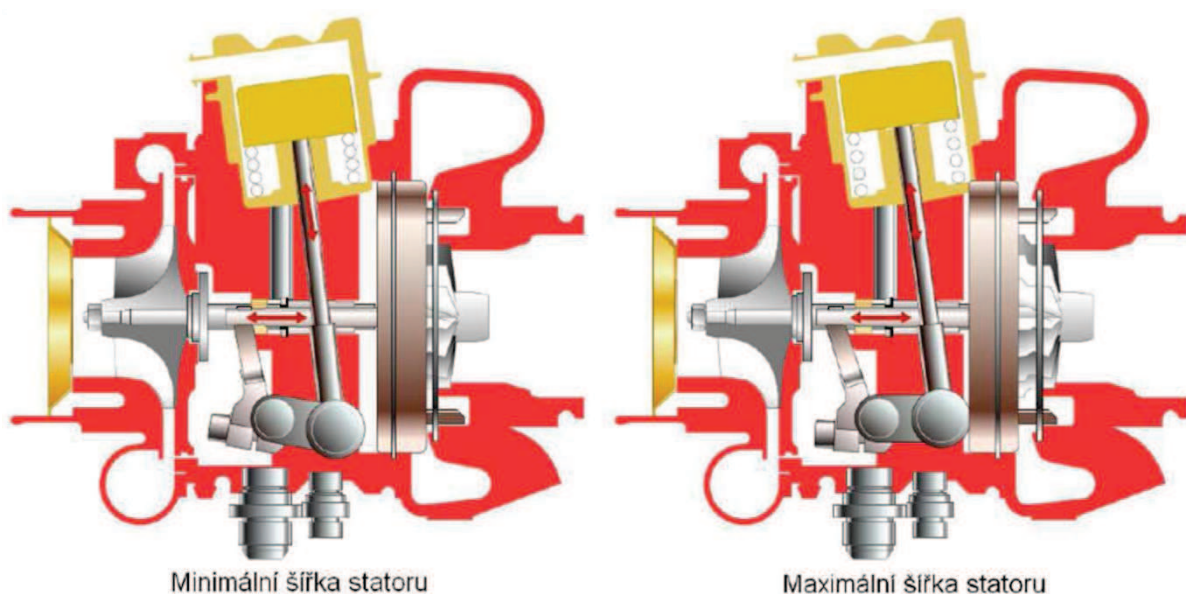


Obrázek 9 VNT regulace spolu s regulací obtokovým ventilem [4]

Rozváděcí mechanismus tohoto systému regulace je předmětem dalšího zkoumání v praktické části práce. Základní komponenty a názvosloví jsou popsány v kapitole níže.

### ZMĚNA ŠÍŘKY STATORU TURBINY (VGT)

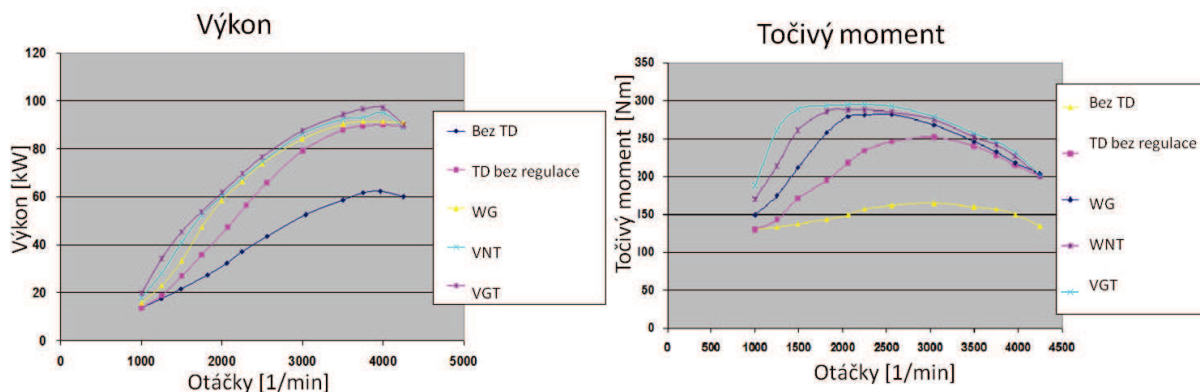
Druhou možností změny průtočného průřezu přívodu spalín na turbínové kolo, je axiální posuv statoru turbíny s rozváděcími lopatkami. Zde je výhoda oproti VNT daná stálým nastavením lopatek na optimální úhel. Při pohybu statoru s lopatkami se lopatky zasouvají do protějšího krytu s profilovanými otvory odpovídající právě lopatkám statoru. Ovládání může být opět realizováno pneumatickým či elektrickým akčním členem. Dvě krajní polohy mechanismu jsou na obrázku. [6]



Obrázek 10 Turbodmychadlo s regulací změny šířky statoru turbíny [6]

### 2.3.3 POROVNÁNÍ ZPŮSOBŮ REGULACE

V následujících grafech je srovnání výkonu a točivého momentu motoru bez turbodmychadla, s turbodmychadlem bez regulace, regulací obtokovým ventilem, směrovou klapkou a VNT.



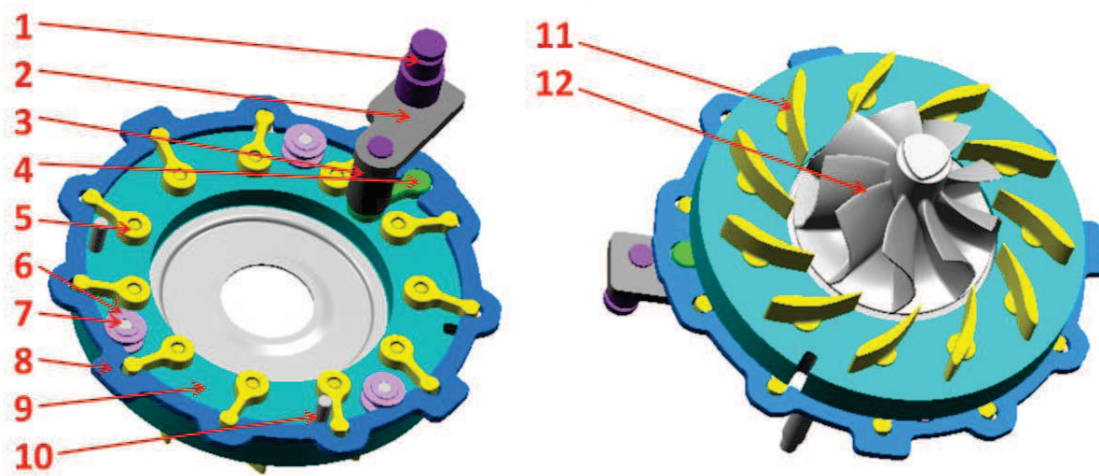
Graf 2 Otáčková charakteristika motoru bez a s turbodmychadlem [7]

Z grafů je vidět, že největší nárůst výkonu a točivého momentu je při použití regulace VGT.



## 2.4 VNT MECHANISMUS

Na rozváděcím kroužku tohoto způsobu regulace jsou v praktické části provedeny pevnostní výpočty a chování celého mechanismu je analyzováno v multi body systému ADAMS i v praktickém tetování. Z tohoto důvodu jsem uvedl detailní popis a názvosloví všech důležitých částí VNT mechanismu. Nejdůležitější členy VNT mechanismu jsou zobrazeny na obrázku.



Obrázek 11 Hlavní součásti VNT mechanismu [7]

Názvosloví:

- |    |   |
|----|---|
| 1  | Externí pin (External Pin)                  |
| 2  | Externí rameno (External Arm)               |
| 3  | Pouzdro (Bushing)                           |
| 4  | Vnitřní rameno (internal Crank)             |
| 5  | Rameno lopatky (Vane Arm)                   |
| 6  | Opěrný váleček (Roller)                     |
| 7  | Opěrný kolík (Dowel Pin)                    |
| 8  | Rozváděcí kroužek (Unison Ring)             |
| 9  | Statorový kroužek (Nozzle Ring)             |
| 10 | Vymezovací kolíky (Max Flow / Min Flow Pin) |
| 11 | Lopatka (Vane)                              |
| 12 | Turbínové kolo (Turbine Wheel)              |

### PRINCIP ČINNOSTI

Ovládací člen je spojen táhlem s ovládacím pinem (1), a pohybuje s ovládacím ramenem tvořeného externí pákou (2), úložným pouzdrům (3) a vnitřním ramenem (4). To otáčí rozváděcím kroužkem (8), uloženého mezi opěrnými válečky (6) na kolících (7) zalisovaných v kroužku statoru (9) turbíny. Ramena lopatek (5) zapadají do jednotlivých kapes rozváděcího kroužku a natáčejí s rozváděcími lopatkami (11) umístěnými kolem turbínového kola (12). Součástí jsou i dorazové kolíky (10), které vymezují max. a min. úhlové natočení lopatek (max a min. průtok). Pro větší turbodmychadla jsou statorové kroužky 2 naproti sobě pro lepší silové rozložení.[7]



### 3 METODA KONEČNÝCH PRVKŮ

Metoda konečných prvků, dále již MKP je nejpoužívanější numerická metoda sloužící k simulaci průběhu napětí, deformací, vlastních frekvencí, proudění tepla, jevů elektromagnetismu, proudění tekutin atd. na vytvořeném fyzikálním modelu. Princip spočívá v diskretizaci spojitého kontinua (např. tří dimenzionálního modelu) do určitého (konečného) počtu objemů složených z jednotlivých prvků. Zjišťované parametry jsou vyhodnocovány v tzv. uzlových bodech. Řešení vede na soustavu parciálních diferenciálních rovnic.

Jeden z nejpoužívanějších softwarů využívající MKP je program ANSYS a je zároveň použit pro výpočty v této práci.

#### 3.1 MKP SOFTWARE ANSYS

Program ANSYS se dá použít ve dvou uživatelských rozhraních.

- ✚ ANSYS Mechanical APDL
  - Obsahuje původní uživatelské rozhraní, práce možná pomocí systémových příkazů.
- ✚ ANSYS Workbench
  - Uživatelsky „přátelštější“ rozhraní, modernější vzhled a intuitivnější ovládání

##### 3.1.1 METODIKA ŘEŠENÍ ÚLOHY V PROGRAMU ANSYS

Řešení v programu ANSYS můžeme rozdělit na 3 základní části.

- ✚ pre-processing
  - typ elementu
  - materiálové vlastnosti
  - rozdělení modelu na konečný počet elementů vytvořením prostorové sítě o dané topologii vybraným typem a velikostí elementu
  - zavazbení a zatížení modelu
- ✚ Processing
  - vlastní řešení
- ✚ post-processing
  - prohlížení výsledků v grafické či textové podobě

##### 3.1.2 VÝBĚR TYPU SÍTĚ

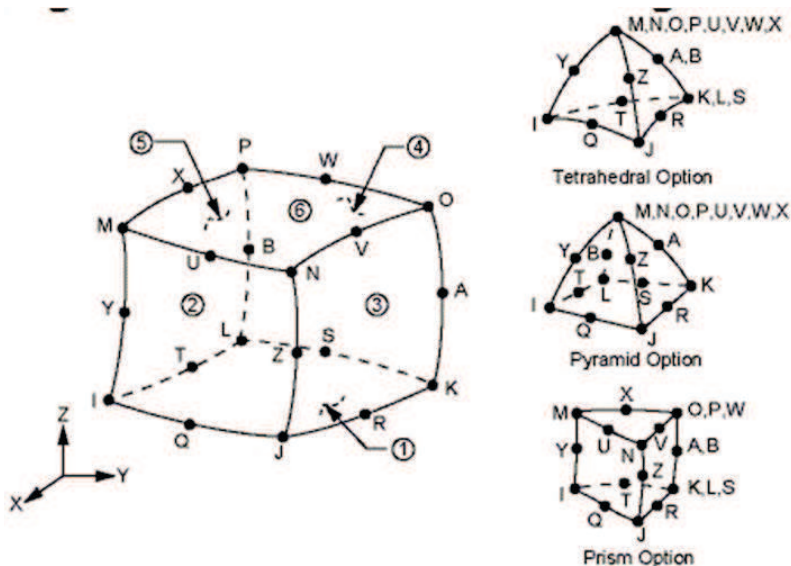
Při tvorbě konečnoprvkové sítě je snaha o vytvoření pravidelné sítě pomocí elementů, které takovouto síť podporují. Pravidelná síť se skládá z menšího počtu elementů i uzlů než vytvořená volným síťováním. Zároveň využitím pravidelné sítě zkracujeme výpočtový čas a dostáváme přesnější výsledky. Při provedených výpočtech pomocí MKP jsem využíval pouze pravidelnou síť vytvořenou metodou sweep.

##### 3.1.3 CHARAKTERISTIKA A TYP ELEMENTŮ

Výběr typu elementu z knihovny programu ANSYS je určující faktorem pro způsob síťování modelu. Prvek je definován tvarem, uspořádáním a počtem uzlových bodů. V následujících výpočtech jsem použil tyto dva typy elementů.

## ELEMENTY PRO PRAVIDELNÉ SÍŤOVÁNÍ

Pro síťování modelu jsem použil prvek označovaný **Solid 20 node 186**. Tento typ elementu je definován jako hexaedrální šestihraný kvadratický 20ti uzlový prvek s uzly ve vrcholech a středu každé hrany. V případě nepravidelné topologie se prvek deformuje na tvary podle obrázků.



Obrázek 12 20ti uzlový prvek SOLID 186 a jeho deformované tvary

## ELEMENT „HMOTNÝ BOD“

Pro vytvoření přípojných bodů do programu ADAMS (popsané dále) jsem vybral prvek označovaný 3D MASS 21. Je to prvek definovaný jedním uzlem, používaný jako hmotný bod umístěný na objemu modelu. Jako reálné konstanty se zadávají hmotnosti a momenty setrvačnosti v jednotlivých osách.



## 4 MULTI BODY SYSTÉM – SOFTWARE MSC ADAMS

ADAMS (Automatic Dynamic Analysis of Mechanical Systems) je výpočtový systém pro modelování a simulaci vázaných mechanických soustav, skládající se z tuhých i pružných těles vázaných mezi sebou různými typy kinematických vazeb. Systém umožňuje statické, kinematické a dynamické analýzy sestavených modelů mechanických systémů a jejich optimalizaci.

Software MSC ADAMS patří mezi nejpropracovanější a nejpoužívanější systémy tohoto druhu na světě.

### 4.1 STRUKTURA SYSTÉMU ADAMS

Celý výpočtový systém je tvořen mnoha moduly (produkty), přičemž většinu z nich lze využívat jako samostatné aplikace nezávislé na ostatních modulech.

Několik z těchto modulů jsem zde vypsals.

- ✚ ADAMS/Solver – jádrem celého systému ADAMS, sestavuje matematický model a řeší sestavu nelineárních algebraických rovnic
- ✚ ADAMS/View – modul pro vytváření obecných kinematických úloh a snadnou vizualizaci modelů
- ✚ ADAMS/Engine – modul pro vytváření pohonných jednotek a jejich částí
- ✚ ADAMS/Car – modul pro modelování automobilů
- ✚ ADAMS/Driveline – modul pro vytváření hnací soustavy automobilu
- ✚ ADAMSS/Flex – modul pracující s pružnými tělesy
- ✚ ADAMS/Vibration – modul analýzy vibrací
- ✚ ADAMS/PostProcessing – modul pro práci a vizualizaci výsledků

#### 4.1.1 ZÁKLADNÍ POJMY PŘI PRÁCI V ADAMSu

- Marker – pomocný souřadný systém (např. umístění silového působení, měření polohy vůči hlavnímu souřadnému systému)
- Parts – objekty definované tvarem a fyzikálními vlastnostmi s možností pohybu (Tuhá, pružná a soustředné hmoty)
- Ground – tzv. rám, k uchycení částí modelu k „zemi“
- Joint – vazba sloužící k omezení pohybu tělesa a snížení počtu stupňů volnosti (fixní, posuvná, rovinná, rotační, ...)



- Impose motion – předepsaný pohyb zavedený do modelu na těleso ( popsán posunutím, rychlostí nebo zrychlením v čase)
- Force – působící síla, zadaná různým způsobem (pružící, tlumící, budící, atd. )

#### 4.1.2 VYHODNOCOVÁNÍ

Při analýze v MBS je jedna z nejdůležitějších částí výběr sledované veličiny. Zavádíme tzv. měření („Measures“), kterým můžeme sledovat průběh vybrané veličiny. Sledovat můžeme téměř vše, posuv, rychlosti, zrychlení reakční síly apod. Sledovat vybranou veličinu je možné dokonce přímo během výpočtu simulace v samostatném vykreslovacím okně.



## 5 POUŽITÍ PRUŽNÝCH TĚLES V MBS

Nejdůležitější podmínka použití flexibilních těles v programu ADAMS je předpoklad malé lineární deformace tělesa vzhledem k velkému nelineárnímu globálnímu pohybu soustavy. Diskretizace pružného tělesa na konečnoprvkový model je provedena nekonečným počtem stupňů volnosti modelu s konečným ale velmi vysokým počtem stupňů volností elementů. Přitom lineární deformace konečnoprvkového modelu může být aproximována jako lineární kombinace určitého počtu vlastních tvarů tělesa. [8]

Posunutí je dáno[8]:

$$u = \sum_{i=1}^M \phi_i q_i \quad (5)$$

Kde

M - číslo vlastního tvaru

$\phi_i$  - vlastní tvar

$q_i$  - modální souřadnice (měřítko nebo amplituda)

Na obrázku je příklad komplexního tvaru tvořeného jako kombinace jednoduchých tvarů.



Obrázek 13 Naznačení principu skládání vlastních tvarů [8]

### 5.1 SUPERPOZICE VLASTNÍCH TVARŮ (CMS)

Pro dosažení věrnosti MBS modelu s pružným tělesem, je zapotřebí zachytit vlivy každého upevnění tělesa a převést je do tzv. modální superpozice. K tomuto účelu se používají CMS (Componet Mode Synthesis) metody. [8]

#### 5.1.1 CRAIG-BAMPTONOVA METODA

Jedná se o nejpoužívanější CMS metodu a její princip je zobrazen na jednoduchém schématu.



Obrázek 14 Schéma vazebních a normálních módů [8]



Craig-Bamptonova metoda dovoluje uživateli zvolit podmnožinu bodů, které nejsou předmětem modální superpozice. Tyto body se nazývají přípojný body ( interface points). Systém je pak rozdělen na okrajové a vnitřní body se dvěma sady vlastních tvarů .

### VAZEBNÉ MÓDY

Jsou to statické tvary získané buzením každého stupně volnosti uzlu rozhraní jednotkovým posuvem, nebo natočením. Současně dochází k zamezení pohybu všech ostatních uzlů rozhraní. [8]

### NORMÁLNÉ MÓDY

Skutečné vlastní módy pružného tělesa získané modální analýzou tohoto tělesa se zamezením pohybu všech stupňů rozhraní.

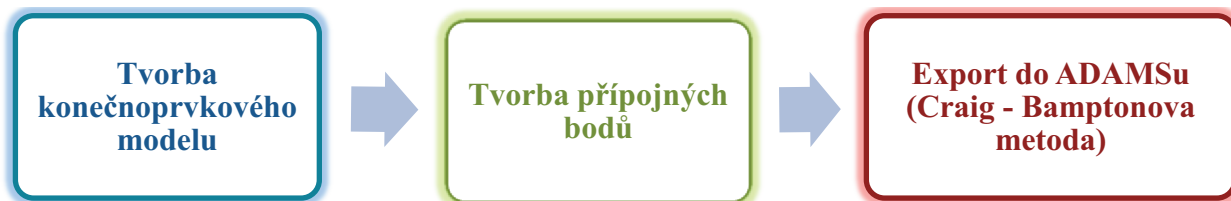
Hlavní výhoda Craig-Bamptonovy metody je výrazná redukce počtu stupňů volnosti pružného tělesa. Pro výpočet je hlavní nevýhoda nediagonální matice hmotnosti, kterou efektivní časová integrace vyžaduje. [8]

## 5.2 TVORBA MNF SOUBORU

Pružné těleso v programu ADAMS může být vytvořeno např. prostřednictvím tzv. MNF souboru (Modal Neutral File), vytvořeným v konečnoprvkovém systému jako je třeba ANSYS. MNF soubor je binární soubor nesoucí následující informace: [8]

- ✚ Geometrie (umístění uzlů a jejich propojení)
- ✚ Hmotnost a setrvačné vlastnosti
- ✚ Redukovanou tuhost a matici hmotnosti z hlediska přípojných bodů
- ✚ Modální tvary (normálové a vazební módy)

Metodika tvorby MNF souboru je následující:



### 5.2.1 TVORBA KONEČNOPRVKOVÉHO MODELU

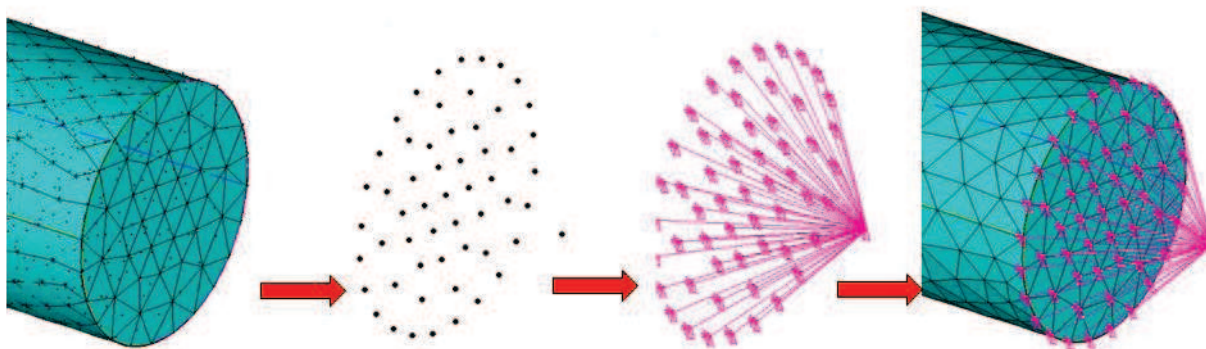
V preprocesoru programu ANSYS vytvoříme, případně naimportujeme geometrii, definujeme elementy, konstanty a materiálové vlastnosti. Materiál může být lineární izotropický nebo orthotropický. Důležité je definovat Youngův modul, poissonovo číslo a hustotu materiálu. Tlumení v souboru zahrnuto není , je přidáno až v programu ADAMS. [8]

### 5.2.2 TVORBA PŘÍPOJNÝCH BODŮ

Přípojný bod je uzel, na který bude v programu ADAMS aplikována síla nebo vazba. Počet přípojných bodů určuje počet vazebných módů modelu. Přípojný body musí splňovat následující pravidla: [8]

- ✚ Přípojný bod musí mít 6 stupňů volnosti
- ✚ Síla působící přímo nebo přes vazbu by měla být rozložena na plochu, než působit přímo na jeden uzel modelu
- ✚ Umístění přípojných bodů by mělo odpovídat reálnému rozložení vazebních podmínek pro získání správných výsledků
- ✚ Pokud není uzel v místě působení, je třeba vytvořit jeho geometrickou polohu
- ✚ Pro vytváření přípojných bodů je výhodné vyztužení plochy prostřednictvím prutových náhrad nebo omezujících vazeb (Constraint equations – CE, např. rigid region), prostřednictvím těchto metod rozložíme sílu na celou plochu místo působení pouze v jednom bodě a dostaneme tak realističtější model.
- ✚ Jako přípojný bod poslouží element označovaný v knihovně ANSYS Mass21 s nastavenou zanedbatelnou hmotností (např.  $10^{-10}$  kg ve všech směrech)

[8]



Obrázek 15 Příklad použití vazby Constraint Equation – rigid region [8]

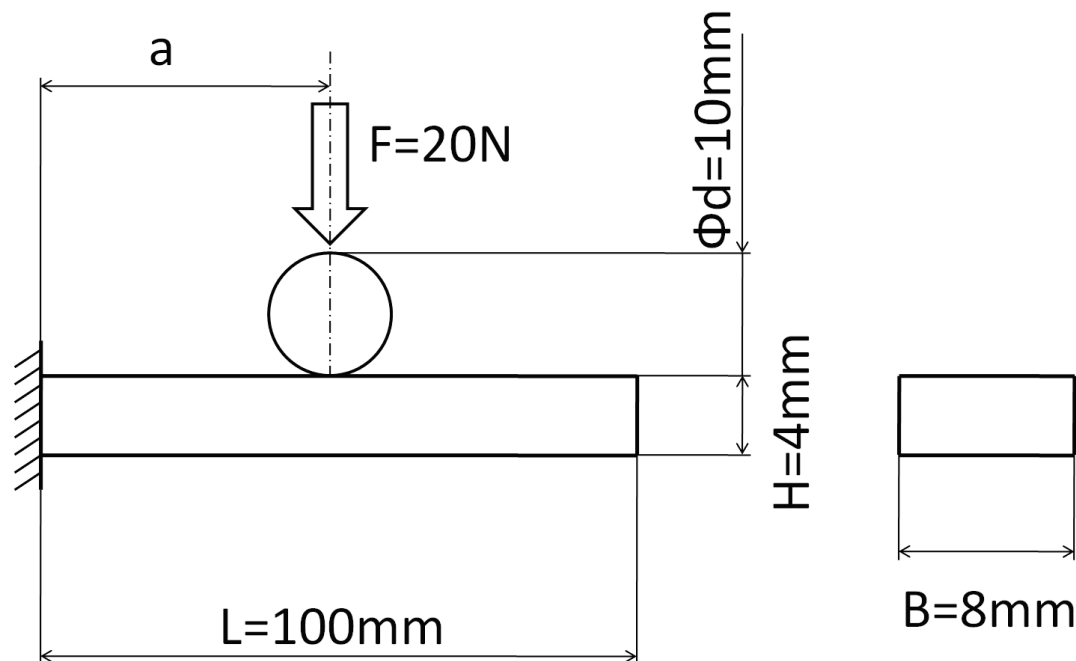
### 5.2.3 EXPORT DO PROGRAMU ADAMS

Po vytvoření modelu a všech přípojných bodů můžeme spustit příkazem „*Solution>ADAMS Connection > Export to ADAMS*” makro na vytvoření MNF souboru. Vybereme přípojný body, nastavíme parametry a spustíme.

Je výhodné se ověřit vlastní frekvence vypočtené v programu ANSYS před redukcí na mnf soubor a po redukcí v programu ADAMS. Získáme tak představu, zda se vyztužením či samotnou redukcí nedošlo ke zkreslení modelu a tím i budoucích výsledků.

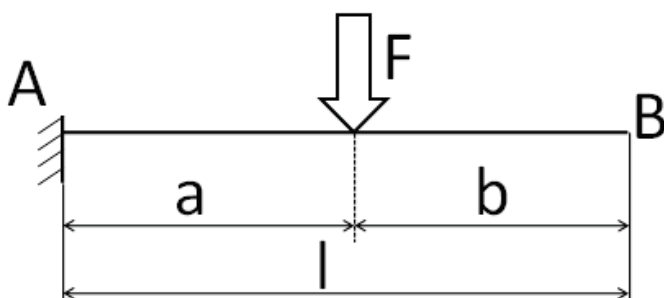
## 6 VÝPOČET NOSNÍKU

Před vlastní simulací zatíženého rozváděcího kroužku VNT mechanismu turbodmychadla jsem provedl jednoduché ověření korelace výsledků mezi programy ANSYS a ADAMS s použitím pružných těles. Pro ověření jsem si vybral kontaktní úlohu, kde je vetknutý nosník zatížen kontaktem s válcem, na který působí zatěžující síla. Parametry nosníku jsou popsány na obrázku 17. Plynule jsem měnil vzdálenost válce od vetknutí porovnání výsledků. Pro představu jsem nosník vypočítal i analyticky a hodnoty všech způsobů řešení porovnal v závěrečné části.



Obrázek 16 Schéma kontaktního zatížení nosníku opěrným válečkem

### 6.1 ANALYTICKÝ VÝPOČET



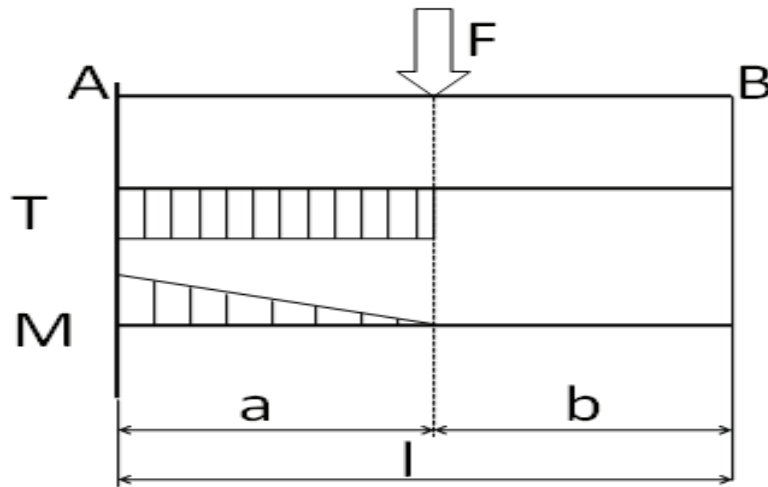
Jako první krok jsem zjednodušil úlohu a válec nahradil pouze zatěžující silou přímo na nosník. Takto zatížený nosník jsem analyticky spočítal.

$$\mu = 3$$

$$\nu = 3$$

Úloha je staticky určitá.

Obrázek 17 Náhrada kontaktní síly



Obrázek 18 Průběh VVU na zatíženém nosníku

Nejdříve jsem řešil průběh VVU, silové a momentové rovnice, rovnice průhybu a natočení.

Zde jsou základní rovnice popisující chování nosníku při zatěžování.

Posouvající síla

$$T_B = -F \quad (6)$$

Kde:

$F$  [N] zatěžující síla

Max ohybový moment ve vetknutí

$$M_{Amax} = F \cdot a \quad (7)$$

Kde:

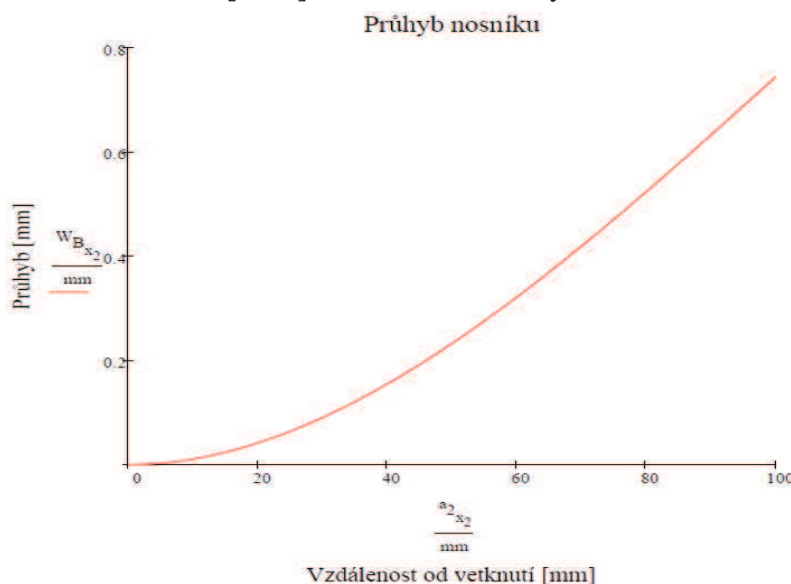
$a$  [mm] vzdálenost do vetknutí

Průhyb na konci nosníku

$$W_B = \frac{F \cdot}{E \cdot J} \cdot \left( -\frac{a^3}{6} + \frac{l \cdot a^2}{2} \right) \quad (8)$$

Kde:

$l$  [mm] délka nosníku  
 $E$  [MPa] Modul pružnosti v tahu  
 $J$  [MPa] Kvadratický moment



Natočení v místě působící síly

$$\varphi_B = \frac{F \cdot a^2}{2 \cdot E \cdot J} \quad (9)$$

V programu Mathcad jsem si nechal vykreslit graf závislosti průhybu na vzdálenosti reakční síly od vetknutí. Podle očekávání průhyb roste s rostoucí vzdáleností od vetknutí. Maximální průhyb při vzdálenosti síly 100mm, tedy na konci nosníku, je 0,744 mm.

Graf 3 Průhyb nosníku v závislosti na vzdálenosti zatěžující síly od vetknutí



| Vzdálenost od<br>vetknutí [mm] | Průhyb na konci<br>nosníku [mm] | Reakční síla ve<br>vetknutí [N] | Reakční moment<br>ve vetknutí [Nm] |
|--------------------------------|---------------------------------|---------------------------------|------------------------------------|
| 10                             | 0,011                           | 20                              | 0,2                                |
| 20                             | 0,042                           | 20                              | 0,4                                |
| 30                             | 0,090                           | 20                              | 0,6                                |
| 40                             | 0,155                           | 20                              | 0,8                                |
| 50                             | 0,233                           | 20                              | 1,0                                |
| 60                             | 0,321                           | 20                              | 1,2                                |
| 70                             | 0,419                           | 20                              | 1,4                                |
| 80                             | 0,524                           | 20                              | 1,6                                |
| 90                             | 0,633                           | 20                              | 1,8                                |
| 100                            | 0,744                           | 20                              | 2,0                                |

Tabulka 1 Vypočtený průhyb reakční síly a momenty v char. bodech

## ZHODNOCENÍ

Výpočet touto metodou je vhodný pouze pro výpočet menších průhybů nosníku. Z grafu je vidět počáteční parabolický nárůst, se zvyšujícím se průhybem se mění trend na lineární.

## 6.2 VÝPOČET V PROGRAMU ANSYS WORKBENCH

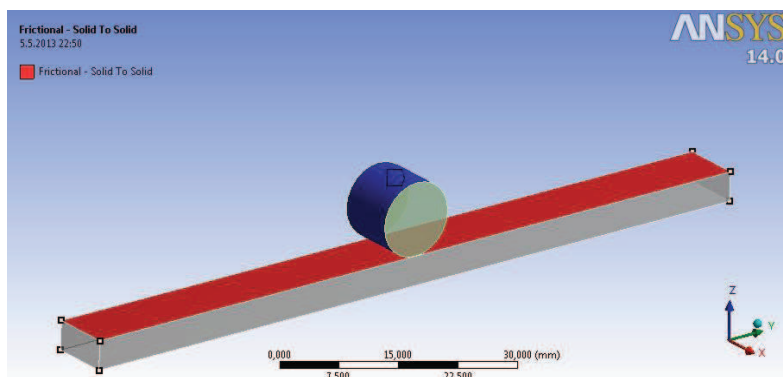
Výpočet v programu ANSYS Workbench pomocí MKP je velmi přesná a nejpoužívanější metoda napjatosti a deformací. Výsledky výpočtů reakčních sil, posuvu, deformací a redukovaného napětí budou brány jako referenční hodnoty pro srovnání stejných výpočtů metodou MBS v programu ADAMS s využitím pružných těles.

### 6.2.1 NASTAVENÍ HLAVNÍCH PARAMETRŮ VÝPOČTU

V parametrickém modeláři ANSYS Workbench jsem namodeloval nosník a zatěžující válec. V modelu Mechanical jsem nastavil základní parametry pro výpočet. Většinu parametrů jsem zvolil po konzultaci se specializovanými odborníky ve svém oboru. Níže jsou uvedeny hodnoty hlavních parametrů výpočtu.

## KONTAKT

Mezi nosníkem a válcem jsem definoval třecí kontakt s koeficientem tření 0,2. Ostatní hodnoty jsem nechal defaultně nastavené programem.



Obrázek 19 Kontaktní plochy nosníku

## HUSTOTA SÍŤ

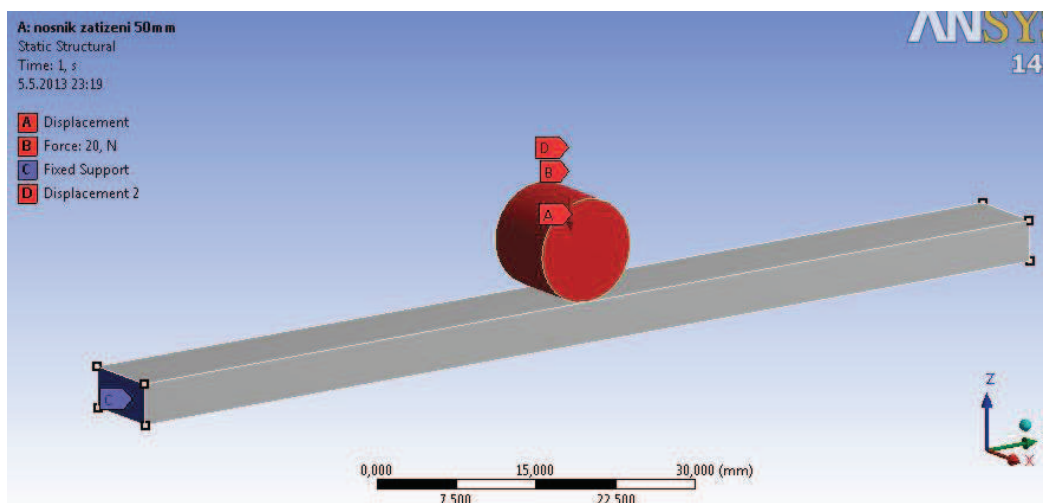
| Délka elementu | Počet uzlů nosníku | Počet uzlů válce |
|----------------|--------------------|------------------|
| 1              | 16721              | 9765             |
| 0,9            | 25252              | 14074            |
| 0,8            | 31056              | 21497            |
| 0,7            | 49445              | 26246            |
| 0,6            | 76656              | 37163            |
| 0,5            | 117633             | 44065            |
| 0,4            | 223661             | 74875            |

Hustotu sítě jsem volil s ohledem na počet uzlů. Provedl jsem citlivostní analýzu na hustotu sítě. Pro jeden zátěžný stav (válec uprostřed nosníku) jsem měnil hustotu sítě válce i nosníku od délky hrany elementu 1 mm s krokem 0,1 mm po délku 0,5 mm.

Tabulka 2 Počet uzlů v závislosti na délce elementu

## POČÁTEČNÍ PODMÍNKY A ZATÍŽENÍ

Počáteční podmínky jsem stanovil podle obrázku. Válcí jsem zamezil posunutí v ose X a Y (značka A), válcovou plochu jsem zatížil silou  $F = 20$  N (značka B) a zároveň jsem na ní zanesl posuv 0,1 mm v ose Z do nosníku pro inicializaci kontaktu (značka D). Nosník jsem upevnil vetknutím, která omezuje na ploše (značka C) všechny stupně volnosti.



Obrázek 20 Výpočtový model nosníku a válce

## NASTAVENÍ SIMULACE

Výpočet jsem rozdělil do 2 kroků, v prvním kroku je aktivní posunutí k inicializaci kontaktu, v druhém kroku je toto posunutí deaktivováno a na nosník působí pouze zatěžovací síla.

### 6.2.2 CITLIVOSTNÍ ANALÝZA NA SÍŤ

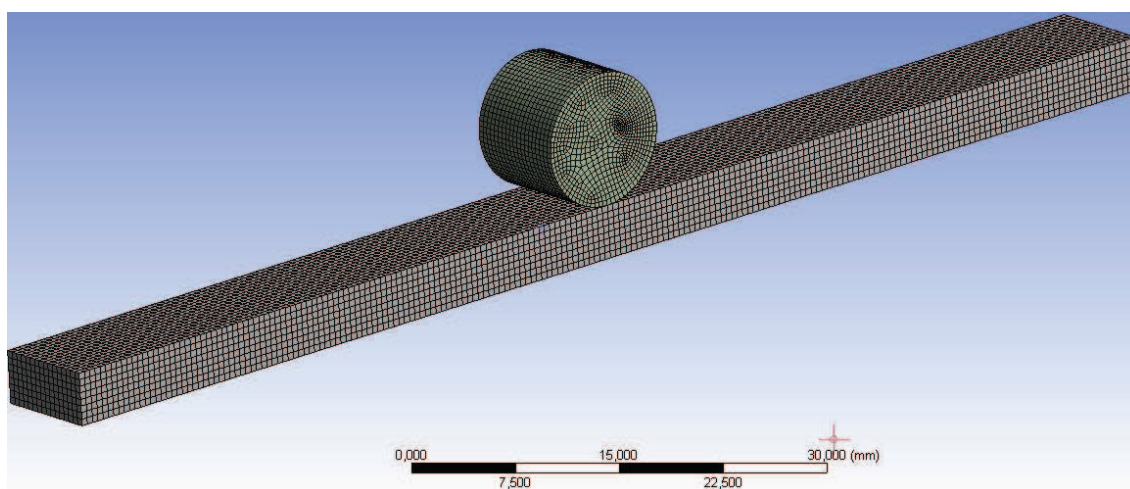
Obecně můžeme říci, že zjemňováním sítě (zkracováním délky elementu) dostáváme přesnější výsledky. Provedl jsem několik simulací s různou hodnotou délky hrany elementu. Hlavní sledovaná veličina byla průhyb na konci nosníku. Sledoval jsem procentuální změnu hodnoty průhybu a délku simulace. Podle určitého kompromisu mezi přesností a výpočtovým časem jsem vybral nastavení sítě, se kterým jsem provedl ostatní simulace s proměnnou vzdáleností válce od vetknutí.



| Délka hrany elementu | průhyb | změna průhybu | změna průhybu | Výpočtový čas |
|----------------------|--------|---------------|---------------|---------------|
| [mm]                 | [mm]   | [mm]          | [%]           | [hod]         |
| 1                    | 0,2373 |               |               | 0,1           |
| 0,9                  | 0,2375 | 0,0002        | 0,084         | 0,2           |
| 0,8                  | 0,2378 | 0,0003        | 0,126         | 0,3           |
| 0,7                  | 0,238  | 0,0002        | 0,084         | 0,5           |
| 0,6                  | 0,2382 | 0,0002        | 0,084         | 1             |
| 0,5                  | 0,2387 | 0,0005        | 0,210         | 1,5           |
| 0,4                  | 0,2388 | 0,0001        | 0,042         | 4             |

Průhyb nosníku se zkracováním délky elementu zvyšuje. Ovšem nárůstem počtu uzlů se také zvyšuje výpočtový čas. Z tohoto důvodu jsem zvolil pro simulaci ostatních zátěžových stavů délku elementu 0,5 mm, kdy se nejvíce přiblížíme teoreticky nejpřesnější hodnotě při nejmenější síti, a však výpočtový čas zůstává na přijatelné hodnotě 1,5 hodiny.

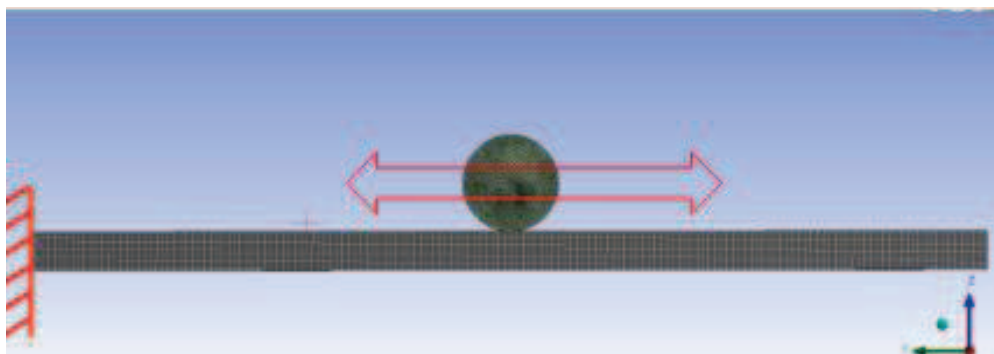
Tabulka 3 Průhyb nosníku pro různé délky hrany elementu



Obrázek 21 Model vysítovaný pravidelnou sítí o délce hrany elementu 0,5mm

### 6.2.3 SIMULACE ZÁTĚŽNÝCH STAVŮ

Po dokončení citlivostní analýzy na síť jsem provedl simulace stavů podobně jako při analytickém výpočtu. Počáteční podmínky jsem nechal stejné jako při citlivostní analýze. Délku elementu jsem stanovil 0,5 mm pro obě tělesa. Před každou simulací jsem v modeláři změnil polohu kontaktního válce a spustil výpočet. Celkem jsem provedl 10 simulací v programu ANSYS Workbench.



Obrázek 22 Posun válce po délce nosníku





Vyhodnocoval jsem několik parametrů jako průhyb na konci nosníku a reakční sílu a moment ve vetknutí a zpracoval vše do tabulky.

| Vzdálenost od<br>vetknutí | Průhyb | Napětí | Reakční síla | Reakční moment |
|---------------------------|--------|--------|--------------|----------------|
| [mm]                      | [mm]   | [MPa]  | [N]          | [Nm]           |
| 10                        | 0,0105 | 10,3   | 20,000       | 0,194          |
| 20                        | 0,0409 | 20,6   | 20,546       | 0,388          |
| 30                        | 0,0910 | 31,1   | 20,501       | 0,589          |
| 40                        | 0,1570 | 41,7   | 20,419       | 0,790          |
| 50                        | 0,2387 | 52,3   | 20,695       | 1,004          |
| 60                        | 0,3308 | 62,7   | 20,416       | 1,190          |
| 70                        | 0,4327 | 73,3   | 20,434       | 1,389          |
| 80                        | 0,5417 | 83,8   | 20,473       | 1,589          |
| 90                        | 0,6550 | 94,3   | 20,418       | 1,790          |
| 100                       | 0,7725 | 104,9  | 20,415       | 1,990          |

Tabulka 4 Vypočtené parametry v programu ANSYS

## 6.3 VÝPOČET V PROGRAMU ADAMS

Pro ověření možnosti použití programu ADAMS s pružnými tělesy pro výpočet napjatosti a deformace jsem provedl obdobné simulace jako v předcházející kapitole. S využitím přídatného modulu ADAMS/FLEX jsem importoval nosník jako pružné těleso pomocí MNF souboru, které jsem zatížil kontaktem s tuhým tělesem válce. Nejdříve jsem u zatíženého válce skokově měnil jeho vzdálenost od vetknutí a prováděl jednotlivé výpočty zatěžujících stavů. Poté jsem zavedl pohyb válce a plynule s ním posouval po celé délce nosníku a graficky znázornil jeho průhyb. Tvorba MNF souboru pro výpočet v programu ADAMS probíhala dle návodu uvedeného výše.

### 6.3.1 TVORBA KONEČNOPRVKOVÉHO MODELU NOSNÍKU

Jako první krok při tvorbě MNF souboru je vytvoření konečnoprvkového modelu nosníku.

#### ZADÁNÍ PARAMETRŮ

- Zvolil jsem typ elementů SOLID186 což je kvadratický 20-ti uzlový prvek vhodný pro mapované síťování.
- Chování materiálu lineární, elastický a isotropní
- Yangův modul pružnosti  $2E5 \text{ MPa}$
- Poissonovo číslo 0.3
- Hustota materiálu  $7860 \text{ kg/m}^3$  (přepočtenou na  $7860 \cdot 10^{-12} \text{ t/mm}^3$ )
- Délka hrany elementu 0,5mm (podle citlivostní analýzy sítě v předchozí kapitole).

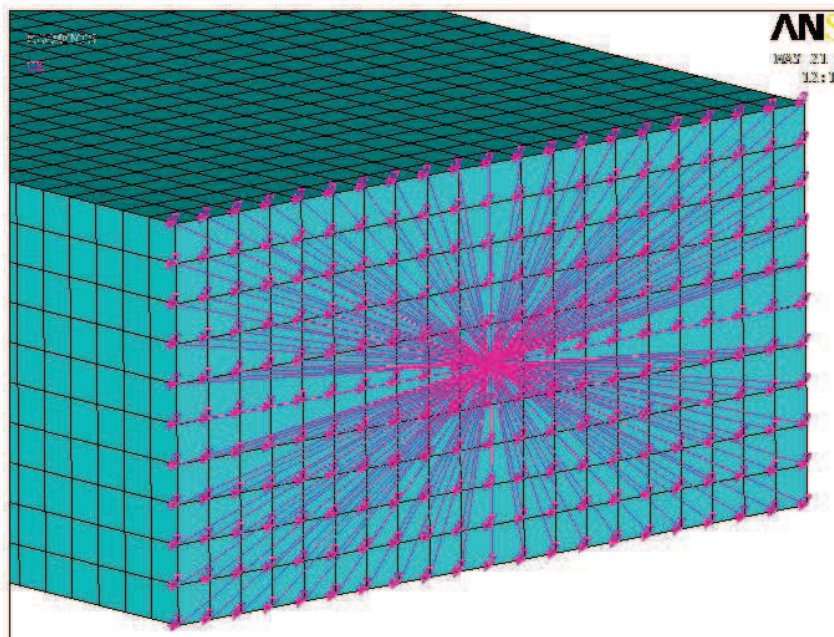
#### TVORBA MODELU NOSNÍKU V PROGRAMU ANSYS APDL

V programu ANSYS sem vytvořil model nosníku pomocí příkazů v části preprocesor.

#### TVORBA SÍTĚ A INTERFACE POINTŮ

Vytvořil jsem mapovanou pravidelnou síť složenou stejně jako v programu ANSYS WORKBENCH 117633 uzlů.




Přípojný bod jsem vytvořil uprostřed okrajových ploch nosníku podle návodu v teoretické části. Na obrázku 25 je zobrazena pravidelná síť nosníku a přípojný bod (svázaný s plochou pomocí „CE – rigid region“) na straně nosníku zavazbené vetknutím. Bod na druhé straně nosníku jsem vytvořil analogicky.



Obrázek 23 Přípojný bod a vazby CE rigid region

### MODÁLNÍ ANALÝZA

Modální analýzu jsem provedl jsem celkem třikrát:

-  Pro volný nosník.
-  Pro volný nosník s přidánými přípojnými body.
-  Pro upevněný nosník v jednom přípojném bodě.

Všechny analýzy jsem provedl metodou „BLOCK LANCZOS“ nastavenou na 20 vlastních tvarů (prvních 6 je nulových – zbývá 14 vlastních frekvencí). Výpočet na výkonnějším notebooku trval cca 10 minut.

| Číslo módu | Vlastní frekvence bez přidáných bodů [Hz] | Vlastní frekvence s přidánými body [Hz] | Rozdíl frekvencí [Hz] | Procentuální rozdíl [%] |
|------------|---|---|-----------------------|-------------------------|
| 7          | 2065,3                                    | 2065,2                                  | 0,1                   | 0,005                   |
| 8          | 4060,1                                    | 4060                                    | 0,1                   | 0,002                   |
| 9          | 5636,9                                    | 5636,8                                  | 0,1                   | 0,002                   |
| 10         | 10772                                     | 10772                                   | 0                     | 0                       |

Tabulka 5 Srovnání prvních čtyř nenulových vlastních frekvencí volného nosníku

V tabulce 5 je porovnání prvních dvou variant modální analýzy. Rozdíl frekvencí je zanedbatelný, tedy přípojný bod a svázání uzlů nemají při této konfiguraci žádný vliv na vlastní frekvence i přes to, že se jedná o frekvence poměrně vysoké.

V tabulce 6 jsou frekvence upevněného nosníku:

| Číslo módu | Vlastní frekvence [Hz] |
|------------|------------------------|
| 1          | 327,1                  |
| 2          | 650,5                  |
| 3          | 2034,9                 |
| 4          | 3962,6                 |

Tabulka 6 Vlastní frekvence upevněného nosníku

Na obrázcích jsou zobrazeny první dva vlastní tvary upevněného nosníku. Barevné spektrum udává výchylku od statického tvaru nosníku.



Obrázek 24 První vlastní tvar a vlastní frekvence 327 Hz; Dominantní ohybové namáhání.



Obrázek 25 Druhý vlastní tvar a vlastní frekvence 2034,9 Hz; Dominantní ohybové namáhání.

Tyto frekvence jsem porovnal s lineární analýzou v programu ADAMS a výpočtem pomocí zatížení skokové síly, který je uveden níže.

### 6.3.2 EXPORT MNF SOUBORU A JEHO VERIFIKACE V PROGRAMU ADAMS

Dále jsem provedl konverzi MKP modelu v programu ANSYS pomocí dvou vytvořených přípojných bodů. Zvolil jsem 20 vlastních frekvencí ke konverzi do MNF souboru. Převod jednotek jsem zvolil podle nastavení popsané v teoretické části. Celkem výpočet trval cca 60 min.

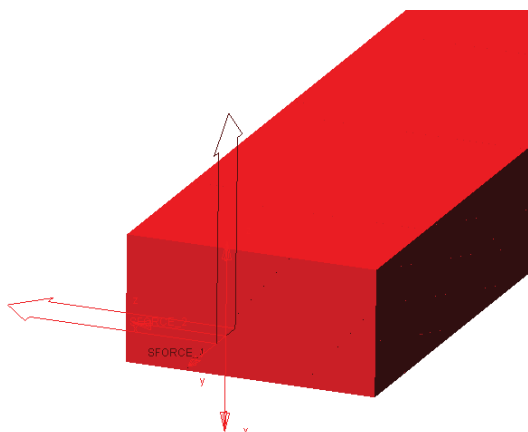
### VÝPOČET VLASTNÍCH FREKVENCÍ PO REDUKCI V PROGRAMU ADAMS

Po importu mnf souboru přes přídatný modul ADAMS/FLEX jsem zkontroloval vlastní frekvence nezatíženého nosníku a porovnal je s vlastními frekvencemi spočítanými v programu ANSYS.

| Číslo módu | Vlastní frekvence před redukci, MKP [Hz] | Vlastní frekvence po redukci, MBS [Hz] | Rozdíl frekvencí [Hz] | Procentuální rozdíl [%] |
|------------|--|--|-----------------------|-------------------------|
| 1          | 2065,2                                   | 2065                                   | 0,2                   | 0,010                   |
| 2          | 4060                                     | 4059,8                                 | 0,2                   | 0,005                   |
| 3          | 5636,8                                   | 5636,8                                 | 0                     | 0                       |
| 4          | 10772                                    | 10771                                  | 1                     | 0,01                    |

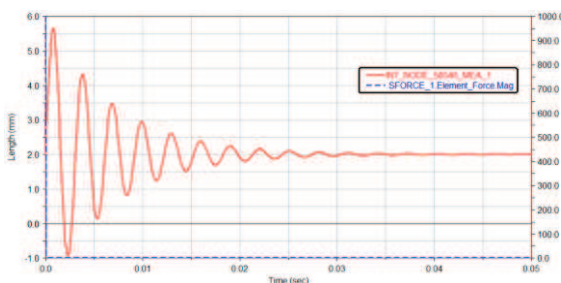
Tabulka 7 Porovnání vlastních frekvencí nezátíženého nosníku ANSYS/ADAMS

Z tabulky 7 je patrné, že vlastní frekvence se nezměnili nebo je změna zanedbatelná.

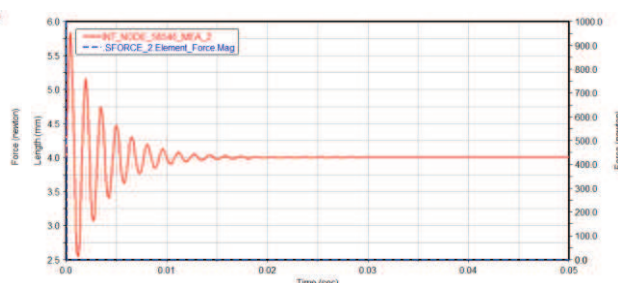


Obrázek 26 Zátížení nosníku skokovou silou

Dále jsem provedl jednoduchý výpočet frekvence zatíženého tvaru pro ověření správnosti výpočtu a konverzi MNF souboru. Nosník jsem upevnil na jednom konci v přípojném bodě vetknutím. Druhý konec jsem zatížil skokovou silou definovanou funkcí step. Síly jsem postupně umístil do dvou na sebe kolmých směrů tak, aby rozkmitaly nosník do tvarů prvních dvou vypočtených frekvencí a provedl dva výpočty, vždy pouze s jednou aktivovanou silou. V části postprocessoru jsem vyhodnocoval pohyb bdu v ose působící síly.



Graf 4 Odezva na impuls ve směru ohybu



Graf 5 Odezva na impuls ve směru kolmém na směr ohybu

Rovnice pro výpočet frekvence:

$$f = \frac{1}{T} [\text{Hz}] \quad \dots \text{kde } T - \text{perioda kmitavého pohybu} \quad (10)$$

Odečtením periody kmitavého pohybu a dosazením do rovnice jsem ověřil frekvence upevněného nosníku a porovnal je s předchozím výpočtem v programu ANSYS.

$$T_1 = 0,00302 \text{ s}$$

$$T_2 = 0,0015 \text{ s}$$

$$f_1 = \frac{1}{T_1} = \frac{1}{0,00302} = 331 [\text{Hz}]$$

$$f_2 = \frac{1}{T_2} = \frac{1}{0,0015} = 666 [\text{Hz}]$$

Do tabulky 8 jsem shrnul vypočtené vlastní frekvence zatíženého nosníku v programu ANSYS a zatížené frekvence použitím lineární analýzy v programu ADAMS a rozdíl těchto výsledků. Pro porovnání jsem zobrazil v tabulce i výpočet frekvence pomocí zatížení skokovou silou.

| Číslo módu | Výpočet frekvence zatížením skokovou silou [Hz] | Modální analýza v ANSYSu [Hz] | Lineární analýza v ADAMSu [Hz] | Rozdíl frekvencí [Hz] | Procentuální rozdíl [%] |
|------------|---|-------------------------------|--------------------------------|-----------------------|-------------------------|
| 1          | 331   | 327,1                         | 329                            | 1,9                   | 0,581                   |
| 2          | 666   | 650,5                         | 654                            | 3,5                   | 0,538                   |
| 3          |   | 2034,9                        | 2177                           | 142,1                 | 6,983                   |
| 4          |   | 3962,6                        | 4265                           | 302,4                 | 7,631                   |

Tabulka 8 Porovnání vlastních frekvencí zatíženého nosníku

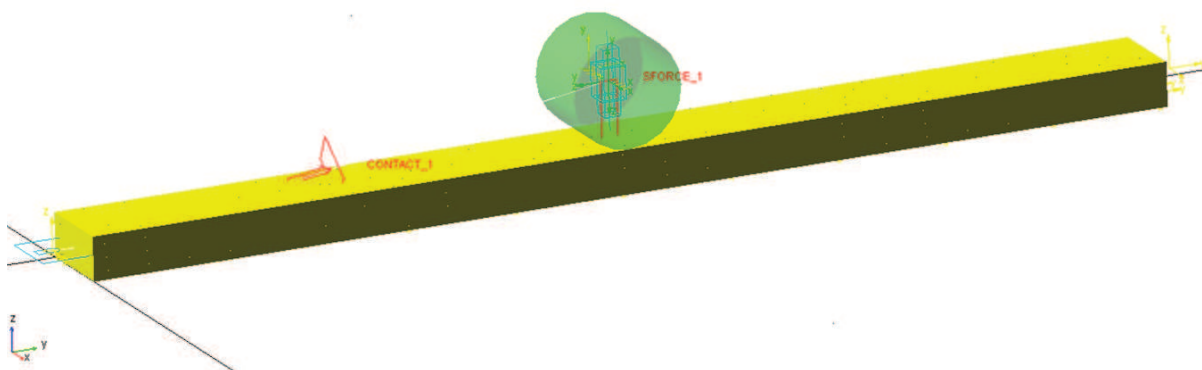
Vybuzení skokovou silou je možné pouze pro první dvě frekvence. Vypočtené frekvence z délky periody se liší od ostatních analýz, tato odchylka je způsobena nepřesností odečtení periody a způsobem výpočtu, kdy dělíme velmi malým číslem a i malá odchylka způsobí velký rozdíl. V tabulce je uvedeno porovnání frekvencí vypočtených modální analýzou v ANSYSu a lineární analýzou v programu ADAMS. První dvě frekvence se téměř neliší a procentuální rozdíl je zanedbatelný, rozdíl mezi dalšími frekvencemi je vyšší, procentuálně je ovšem stále pod 8%, což považuji za přijatelné.

### 6.3.3 VYTVOŘENÍ SESTAVY A VAZEB

V dalším kroku jsem použil předchozí model s pružným tělesem nosníku zavazbeným na jedné straně. Válec který zatěžuje nosník jsem vymodeloval přímo v programu ADAMS jako tuhé těleso.

Koeficienty statického a dynamického tření jsem nastavil na hodnotu 0,2. Další hodnoty nastavení kontaktu jsem konzultoval s odborníky v oboru výpočtů v programu ADAMS a volil podle jejich zkušeností.

Válec jsem zavazbil posuvnou vazbou mezi válcem a zemí v těžišti válce. Zatěžující sílu jsem umístil rovněž do těžiště válce a nastavil jako sílu na těleso válce, pohybující se s tělesem, (hodnotu síly jsem opět definoval funkcí STEP, tentokrát ovšem kvůli postupnému zatěžování a vyvarování se rozkmitání nosníku. Takto zadaná funkce zajistí plynulý nárůst síly a zabrání rozkmitání nosníku a zkrácení výsledků. Hotový model je vidět na obrázku níže.



Obrázek 27 Model programu ADAMS

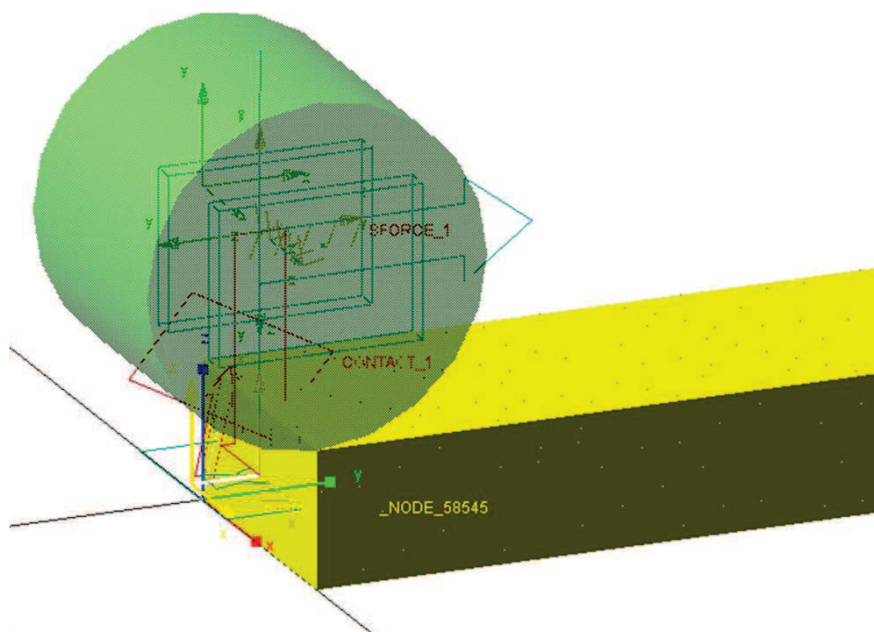


V simulacích jsem opět vyhodnocoval průhyb nosníku na jeho konci, reakční sílu a moment ve vetknutí. Hodnoty jsem zpracoval do tabulky 9.

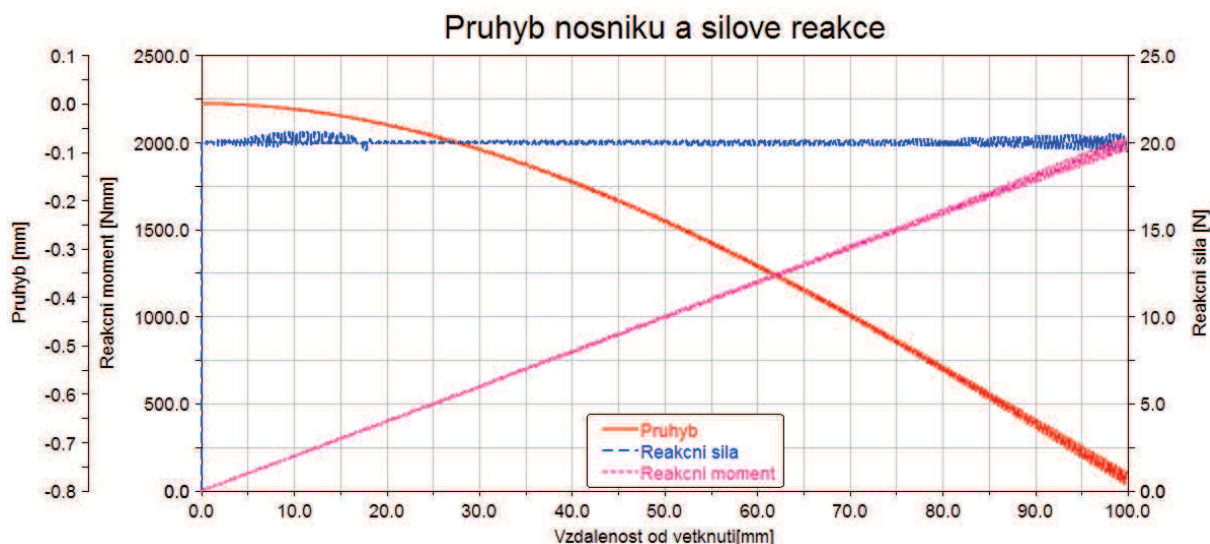
| Vzdálenost od<br>vetknutí [mm] | Průhyb | Napětí | Reakční síla | Reakční moment |
|--------------------------------|--------|--------|--------------|----------------|
|                                | [mm]   | [MPa]  | [N]          | [Nm]           |
| 10                             | 0,0108 | 10,4   | 20           | 200,0          |
| 20                             | 0,0408 | 20,4   | 20           | 400,0          |
| 30                             | 0,0916 | 30,3   | 20           | 600,0          |
| 40                             | 0,1588 | 40,6   | 20           | 800,1          |
| 50                             | 0,2400 | 50,3   | 20           | 1000,4         |
| 60                             | 0,3329 | 60,8   | 20           | 1200,3         |
| 70                             | 0,4352 | 70,5   | 20           | 1400,2         |
| 80                             | 0,5445 | 80,9   | 20           | 1600,3         |
| 90                             | 0,6585 | 90,6   | 20           | 1800,6         |
| 100                            | 0,7839 | 100,8  | 20           | 2000,8         |

Tabulka 9 Vypočtené hodnoty v programu ADAMS

V další simulaci jsem změnil zavazbení nosníku. Těžiště nosníku jsem zavazbyl rovinou vazbou, kterou jsem definoval mezi válcem a zemí pro umožnění pohybu po délce nosníku. Dále jsem do těžiště zavedl pohyb, definovaný směrem a rychlostí (100 mm/s) pohybu válce. Simulaci jsem spustil na čas 1s aby při rychlosti 100 mm/s doběhl válec na konec nosníku. Celý výpočet trval cca 2 hod. Vyhodnocoval jsem opět průhyb nosníku na konci, reakční síly a momenty ve vetknutí. Níže je obrázek modelu a graf vypočteného průhybu a reakčních sil.



Obrázek 28 Vazby a vnesený pohyb pro plynulý pohyb nosníku



Graf 6 Grafické znázornění vypočtených veličin.

| Vzdálenost od vetknutí [mm] | 10      | 20     | 30      | 40      | 50      | 60      | 70      | 80      | 90      | 100     |
|-----------------------------|---------|--------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|
| Skoková změna [mm]          | 0,0108  | 0,0408 | 0,0916  | 0,1588  | 0,24    | 0,3329  | 0,4352  | 0,5445  | 0,6585  | 0,7839  |
| Plynulá změna [mm]          | 0,0102  | 0,0412 | 0,0909  | 0,1573  | 0,2378  | 0,3284  | 0,4300  | 0,5398  | 0,6543  | 0,7750  |
| Rozdíl [mm]                 | -0,0005 | 0,0004 | -0,0006 | -0,0014 | -0,0021 | -0,0044 | -0,0051 | -0,0046 | -0,0041 | -0,0088 |
| Rozdíl [%]                  | -4,95   | 1,19   | -0,68   | -0,91   | -0,89   | -1,33   | -1,18   | -0,86   | -0,63   | -1,13   |

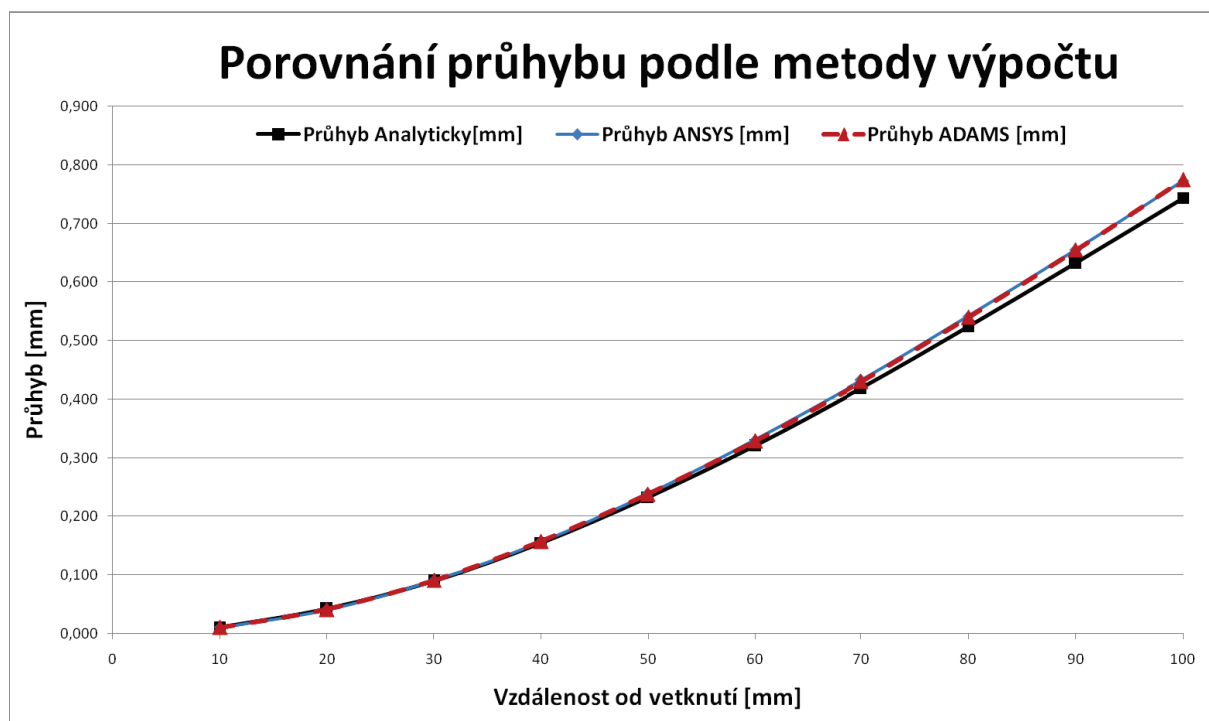
Tabulka 10 Porovnání skokové změny a plynulého průhybu nosníku

Z grafu je vidět že odvalování válce po nosníku způsobuje rozkmitávání nosníku. Pro další vyhodnocování jsem data exportoval do programu MS EXCEL a použitím doplňku analytické nástroje příkazem exponenciální vyrovnaní s koeficientem útlumu 0,8 data vyhladil a vybral opět pozorované vzdálenosti válce od nosníku. Vypočtený průhyb pomocí skokové a plynulé změny vzdálenosti jsem porovnal v tabulce.

Z tabulky je patrné, že ve výsledcích obou typů simulací jsou rozdíly. Tyto rozdíly způsobené mírným rozkmitáním a filtrací jsou velmi malé (s rozdílem pod 2 %). Vyšší procentuální rozdíl u prvního výpočtu je zavádějící z důvodu velice malého průhybu. Skutečný rozdíl se pohybuje v tisícinách milimetru, což hodnotím jako přijatelný. Pro další porovnávání výsledků budu pracovat s daty ze simulace s plynulou změnou vzdálenosti válce od nosníku z důvodu plného rozsahu pohybu válce.

#### 6.3.4 POROVNÁNÍ VÝPOČTENÝCH PRŮHYBŮ NOSNÍKU

Hlavní důvod předchozích simulací byl ověřit korelaci výpočtů v programu ANSYS a ADAMS. Pro srovnání jsem zařadil i analytický výpočet. Níže je graf a tabulka, porovnávající vypočtený průhyb nosníku.



Graf 7 Porovnání průhybů spočtených různými metodami

Z grafu je vidět, že s rostoucím průhybem od sebe oddalují křivky vypočteného průhybu a analytického výpočtu. Analytický výpočet se hodí pouze pro malé průhyby nosníků, pro vyšší tato metoda již ztrácí přesnost. Co se týče porovnání výpočtu ANSYS vs. ADAMS tak křivky jsou prakticky totožné. Procentuální chyby výpočtu průhybu v programu ADAMS od výpočtu v programu ANSYS jsou shrnuty v tabulce.

| Vzdálenost od vetknutí [mm] | Průhyb Analyticky[mm] | Průhyb ANSYS [mm] | Průhyb ADAMS [mm] | Rozdíl [mm] | Rozdíl [%] |
|-----------------------------|-----------------------|-------------------|-------------------|-------------|------------|
| 10                          | 0,011                 | 0,0105            | 0,0102            | -0,0002     | -2,23      |
| 20                          | 0,042                 | 0,0409            | 0,0412            | 0,0003      | 0,94       |
| 30                          | 0,09                  | 0,0910            | 0,0909            | -0,0001     | -0,03      |
| 40                          | 0,155                 | 0,157             | 0,1573            | 0,0003      | 0,21       |
| 50                          | 0,233                 | 0,2387            | 0,2378            | -0,0008     | -0,35      |
| 60                          | 0,321                 | 0,3308            | 0,3284            | -0,0023     | -0,71      |
| 70                          | 0,419                 | 0,4327            | 0,4300            | -0,0026     | -0,61      |
| 80                          | 0,524                 | 0,5417            | 0,5398            | -0,0018     | -0,35      |
| 90                          | 0,633                 | 0,655             | 0,6543            | -0,0006     | -0,10      |
| 100                         | 0,744                 | 0,7725            | 0,7750            | 0,0025      | 0,32       |

Tabulka 11 Porovnání vypočteného průhybu ANSYS/ADAMS v char. bodech

Rozdíl v hodnotě průhybu v definovaných stavech se pohybuje v nejhorších případech v tisícinách milimetru pro všechny stavy, procentuální rozdíl je do 1%, když opomeneme první stav, kde je velmi malý průhyb a vysoká citlivost na rozdíl průhybů.





### 6.3.5 ZHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ

V provedených simulacích jsem ověřil možnost použití výpočtu deformace v programu ADAMS jako alternativu za MKP výpočet. Z výsledků vyplývá zřejmá korelace obou možností výpočtu. Vypočtené hodnoty průhybů jsou téměř identické. Při srovnání redukovaného napětí se rovněž téměř shodují.

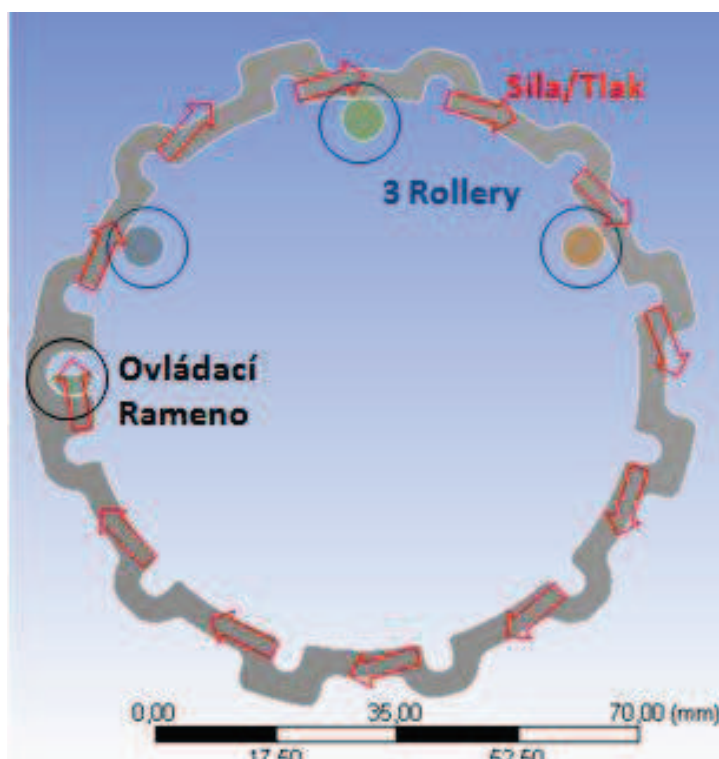
Těmito výpočty jsem si odzkoušel chování pružných těles v programu ADAMS, chování kontaktu v závislosti na hustotě sítě v programu ANSYS a zvolil hustotu sítě pro další simulace, které jsem již aplikoval na zatíženém rozváděcím kroužku VNT mechanismu.

## 7 DEFORMACE ROZVÁDĚCÍHO KROUŽKU

Po ověření přesnosti výpočtů deformace v programu ADAMS s využitím pružných těles na úloze s nosníkem jsem pokročil na úlohu zatěžování rozváděcího kroužku VNT mechanismu (**Unison Ring**). Metodika řešení byla shodná s řešením průhybu nosníku mimo analytické části.



Výpočty byly provedeny na rozváděcím kroužku použitým na VNT mechanismu turbodmychadla řady GTB17. Odlišné bylo pouze uspořádání opěrných bodů (**Rollerů**). Uspořádání odpovídalo uspořádání hardwaru, použitého při optickém měření, popsaném v dalších kapitolách. Při těchto simulacích jsem kontaktní zatížení od nastavovacích lopatek VNT mechanismu simuloval dvěma způsoby. Při výpočtu v programu ANSYS jsem zatížení převedl jako tlak na plochu každé kapsy kroužku. V programu ADMAS jsem rozváděcí kroužek zatížil silou působící v každé kapse rozváděcího kroužku přes vytvořený přípojný bod při tvorbě MNF souboru. Obě simulace jsem provedl pro dva zatěžující stavy.



✚ Zatěžující síla odpovídala maximální hodnotě kontaktní síly ramene lopatky na rozváděcí kroužek při simulaci celého VNT modelu v programu ADAMS s tuhým rozváděcím kroužkem, kdy silové zatížení odpovídalo nastavení předepínacích pružin v testovacím přípravku (testovací přípravek a nastavení pružin popsáno v kapitole optické měření) - **Hodnota 2N**

✚ Zatěžující síla odpovídala dvojnásobné hodnotě předchozí síly pro zvětšení deformace a z důvodu porovnání výpočtů ADAMS/ANSYS ve dvou odlišných silových zatíženích. - **Hodnota 4N**

Obrázek 29 Silové zatížení a opěrné body na rozváděcím kroužku

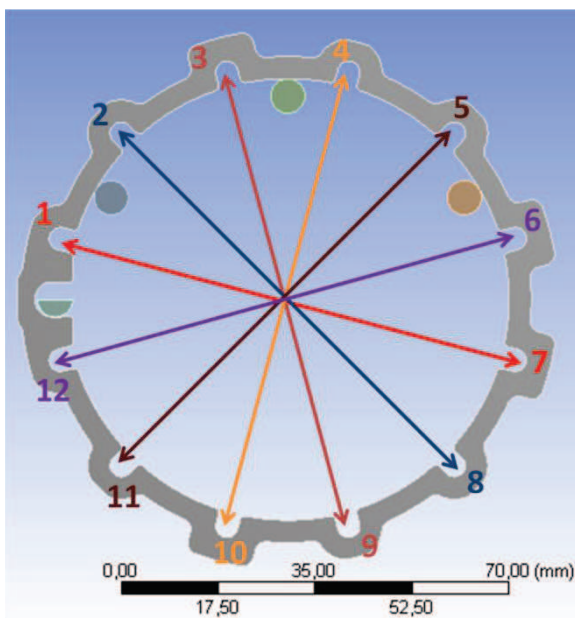
Model rozváděcího kroužku jsem z modelu v programu CATIA V5 exportoval do formátu IGES. Tento soubor jsem použil pro import geometrie do programu ANSYS Workbench a výpočet deformace i do programu ANSYS Mechanical APDL vytvoření MNF souboru.

Na obrázku 31 je schéma zatíženého rozváděcího kroužku. Po obvodu jsem umístil celkem 12 sil, respektive tlaků v místech kontaktu kroužku s rameny lopatek. Jako opěrné body slouží tři válce (rollery) a polovina válce představující ovládací rameno VNT mechanismu.

## 7.1 ZPŮSOB VYHODNOCOVÁNÍ VÝSLEDKŮ.

Pro možnost porovnání odpovídajících si veličin obou metod výpočtů jsem zavedl jednotnou metodiku vyhodnocování výsledků popsanou níže.

### DEFORMACE



Obrázek 30 Zkoumané směry deformací

Nejdůležitější parametr pro porovnání chování pružných těles s MKP výpočtem byla deformace kroužku. Deformace kroužku může zásadně ovlivnit polohu lopatky VNT mechanismu a má velký vliv na jejich hysterezi díky měnícímu se silovému zatížení při jejich otevírání a zavírání.

Deformaci jsem měřil podle obrázku, jako změnu vzdáleností uzlů, ve středu zatížené plochy protilehlých kapes na rozváděcím kroužku. Tedy:

- Vzdálenost mezi 1 a 7 kapsou
- Vzdálenost mezi 2 a 8 kapsou
- Vzdálenost mezi 3 a 9 kapsou
- Vzdálenost mezi 4 a 10 kapsou
- Vzdálenost mezi 5 a 11 kapsou
- Vzdálenost mezi 6 a 12 kapsou

Porovnání změn těchto vzdáleností přesně popisuje deformaci kroužku.

### POSUNUTÍ

Kroužek nebyl v žádném místě pevně uchycen, tedy zatížení a jeho deformace způsobila jeho posunutí v kontaktu kroužku a hlavního ovládacího ramena i na opěrných válcích. Posunutí jsem vyhodnocoval opět v charakteristických bodech ve středu plochy zatížené kapsy kroužku

### REAKČNÍ SÍLY V OPĚRNÝCH BODECH

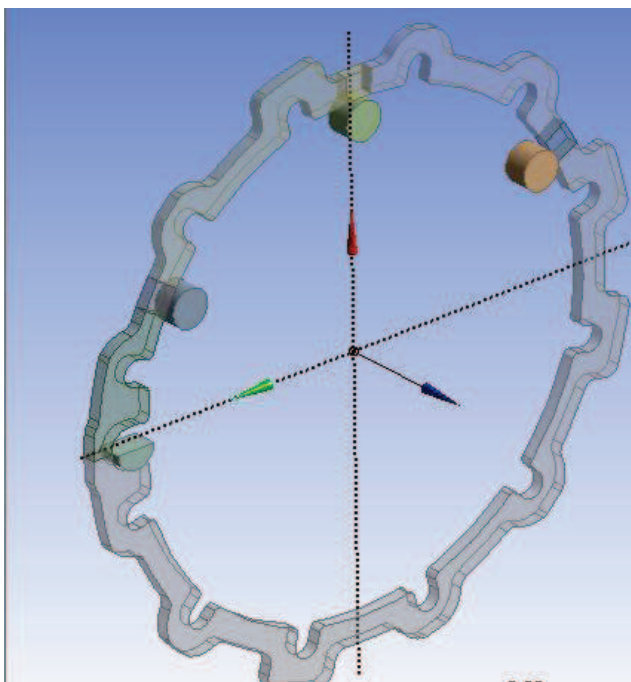
Další veličina pro porovnání byla reakční síla v jednotlivých opěrných místech. Porovnáním reakčních sil jsem zjistil silové rozložení a důvod případného rozdílu v deformacích a posunutí.

## 7.2 VÝPOČET V MKP PROGRAMU ANSYS WORKBENCH

Výpočet deformace rozváděcího kroužku v MKP jsem provedl opět v programu ANSYS Workbench. V řešení úlohy jsem postupoval následující metodikou.



### 7.2.1 PŘÍPRAVA MODELU



Obrázek 31 Model kroužku v modeláři ANSYS

Do modulu designového modeláře jsem importoval IGES soubor kroužku, exportovaný z programu CATIA V5. Opěrné body díky své jednoduchosti nebylo třeba importovat. Body jsem vymodeloval přímo v modeláři. V dalších krocích jsem si těleso kroužku rozdělil na více objemů v oblastech kontaktů s opěrnými body. Vzniklé objemy jsem spojil v jednu součást. Dosáhl jsem vytvoření kontaktních ploch, kde definuji kontakt a posunutí v počátečním kroku výpočtu.

Na obrázku 33 je vytvořený model pro výpočet.

### 7.2.2 NASTAVENÍ PARAMETRŮ PRO VÝPOČET

Při nastavování parametrů jsem se řídil již provedenými simulacemi s nosníkem a tyto parametry jsem převzal.

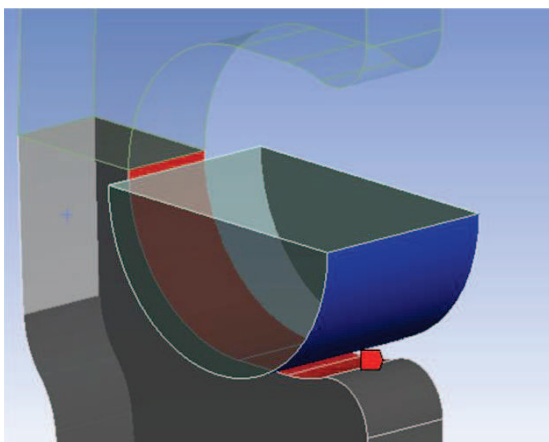
#### NASTAVENÍ MATERIÁLOVÝCH VLASTNOSTÍ

- Chování materiálu lineární, elastický a isotropní
- Yangův modul pružnosti 2E5 MPa

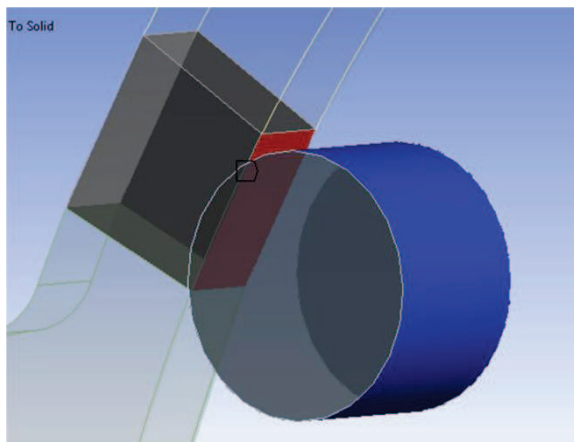
- Poissonovo číslo 0.3
- Hustota materiálu 7860 kg/m<sup>3</sup>

## KONTAKT

Hodnotu koeficientu tření jsem po konzultaci s odborníky nastavil na 0,2. Na obrázcích jsou zobrazeny kontaktní plochy.



Obrázek 32 Kontaktní plocha mezi kroužkem a ovládacím ramenem



Obrázek 33 Kontaktní plocha mezi kroužkem a Rollerem



## TVORBA SÍTĚ



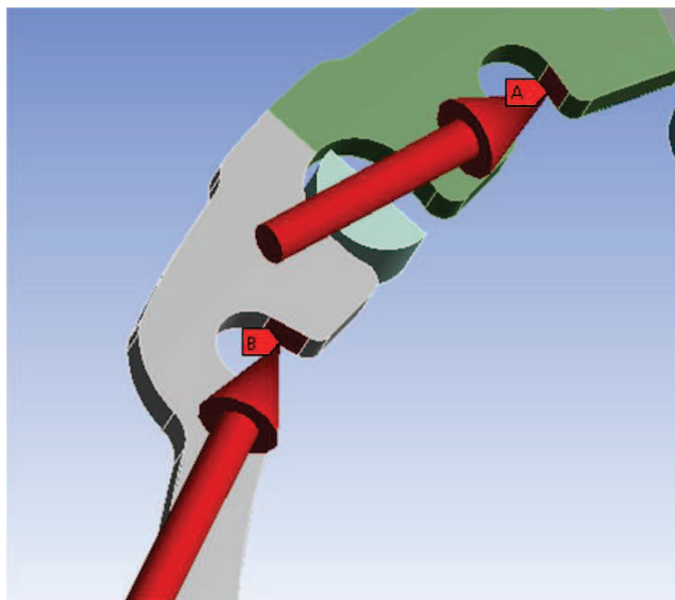
Obrázek 34 Pravidelná síť vytvořená metodou sweep

Nastavení elementů jsem ponechal defaultní, přednastavené programem. Z citlivostní analýzy provedenou při výpočtech s nosníkem jsem získal délku elementu 0.5 mm. Tu jsem použil při tvorbě sítě. Síť jsem vytvořil obdobně jako v případě nosníku metodou **sweep**, která vytváří pravidelnou síť s menším počtem elementů a uzlů a dávající přesnější výsledky a kratší výpočtové doby. Pravidelná konečnoprvková síť je zobrazena na obrázku 35.

Vytvořením sítě vzniklo:

-  39964 elementů
-  196405 uzlů.

## ZATÍŽENÍ



Obrázek 35 Zatěžující tlaky

Převzatou zatěžující sílu jsem pro jednodušší práci s modelem převedl jako tlak na plochu jedné strany kroužku. Jelikož je plocha na straně 12-té kapsy větší je z důvodu rozšíření pro kapsu ovládacího ramene, tlak na tuto plochu musí být menší.

Síla 1  $F_1 = 2 \text{ N}$

Síla 2  $F_2 = 4 \text{ N}$

Plocha A  $S_A = 3,5218 \text{ mm}^2$

Plocha B  $S_B = 4,4328 \text{ mm}^2$

$$P = \frac{F}{S} [\text{MPa}] \quad (11)$$

Tlak na plochy 1 - 11, zatížení 2 N

$$P_{1A} = \frac{F_1}{S_A} = \frac{2}{4,4328} = 0,451 [\text{MPa}]$$

Tlak na plochu 12, zatížení 2 N

$$P_{1A} = \frac{F_1}{S_A} = \frac{2}{3,5218} = 0,568 [\text{MPa}]$$

Tlak na plochy 1 - 11, zatížení 4 N

$$P_{2B} = \frac{F_2}{S_B} = \frac{4}{4,4328} = 0,902 [\text{MPa}]$$



Tlak na plochu 12, zatížení 4 N

$$P_{2B} = \frac{F_2}{S_A} = \frac{4}{3,5218} = 1,136 [\text{MPa}]$$

Opěrné válce jsem upevnil na jejich základně vetknutím.

## POČÁTEČNÍ POSUNUTÍ

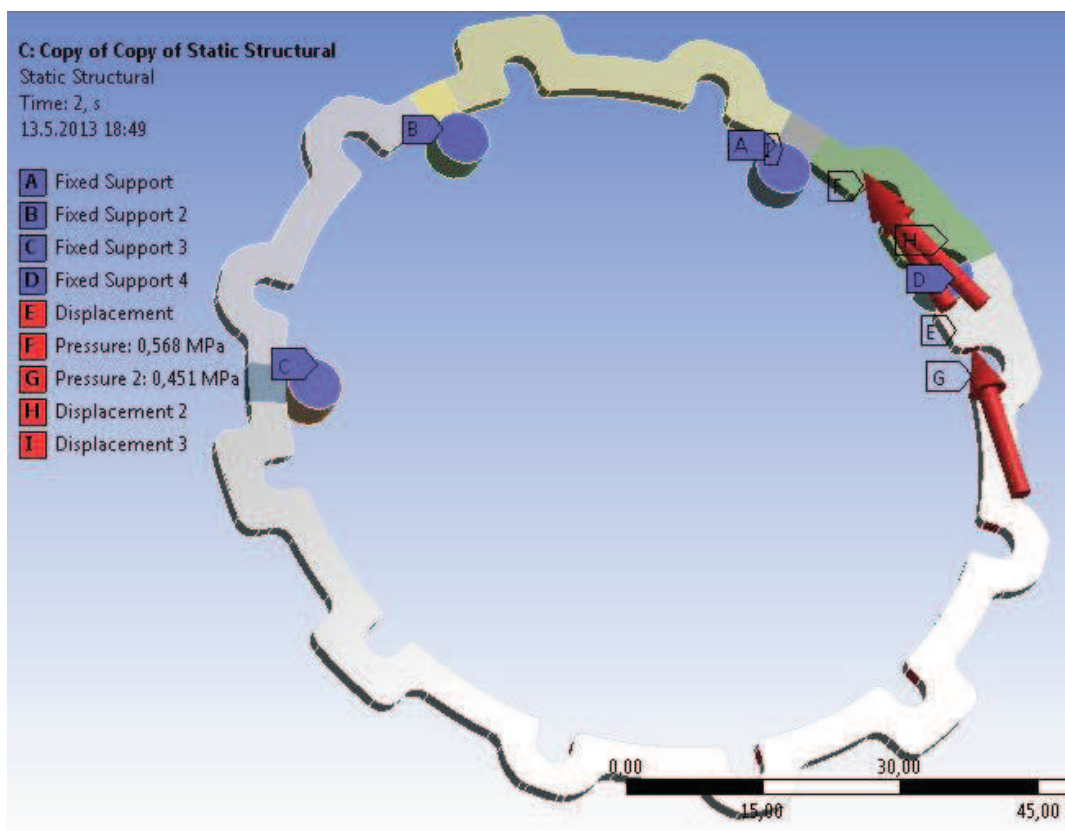
K inicializaci kontaktu a vymezení vůlí jsem na kontaktní plochy kroužku zavedl počáteční posunutí (směrem do opěrných bodů) do prvního kroku výpočtu. Hodnoty posunutí byly:

-  0,0275 na ovládací rameno (0,0175mm vůle + 0,01mm penetrace)
-  0,115 na opěrné válce (0,105mm vůle + 0,01mm penetrace)

## NASTAVENÍ VÝPOČTU

Výpočet jsem opět rozdělil do dvou kroků, v prvním kroku postupně narůstá aktivované posunutí k inicializaci kontaktu i zatěžující tlak. V druhém kroku je aktivní pouze zatěžující tlak, penetrace v kontaktu aktivovaná posunutím se v tomto kroku vyrovná. Na obrázku 37 je vidět výsledný model pro výpočet.





Obrázek 36 Výpočtový model

### 7.2.3 VÝPOČET A VYHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ

Provedl jsem celkem 2 výpočty pro dvě silová zatížení nosníku. Každý výpočet trval cca 3 hod.

#### SILOVÉ REAKCE

Přehled vypočtených reakčních sil je v tabulce 12.

| Opěrné prvek                     | Roller 1 | Roller 2 | Roller 3 | Ovládací rameno |
|----------------------------------|----------|----------|----------|-----------------|
| Reakční síla při zatížení 2N [N] | 0,0      | 19,8     | 0,9      | 20,4            |
| Reakční síla při zatížení 4N [N] | 10,100   | 35,800   | 9,900    | 45,00           |

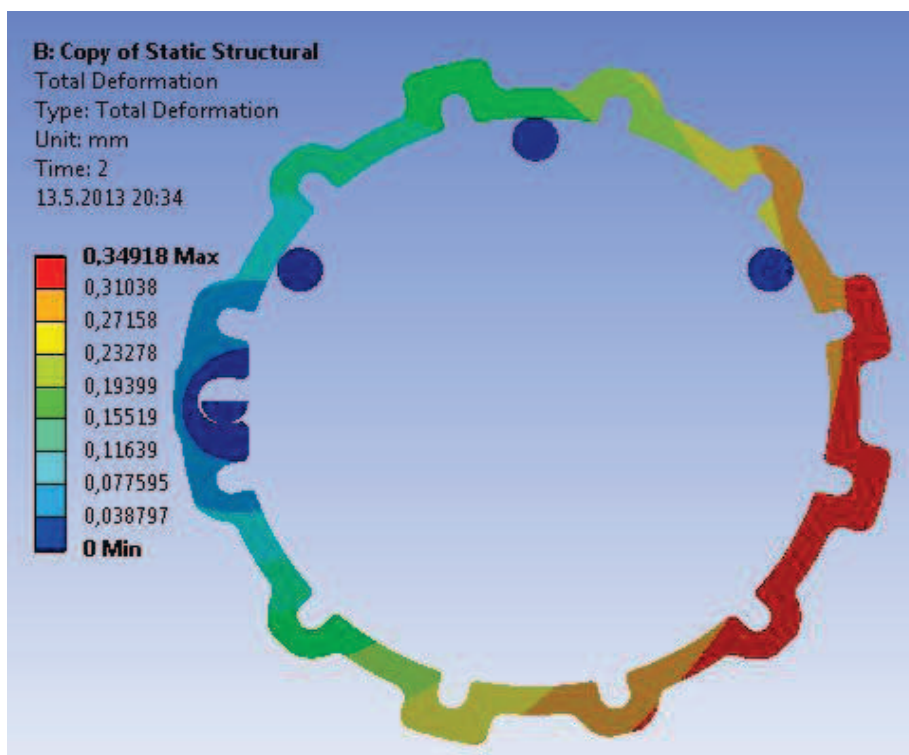
Tabulka 12 Reakční síly v opěrných bodech

Z tabulky můžeme říci, že při malém zatížení kroužku se do kontaktu dostává hlavně Roller číslo 2. První a třetí Roller se dostává do kontaktu s kroužkem až při zvýšení zatížení a vyšší deformaci kroužku.

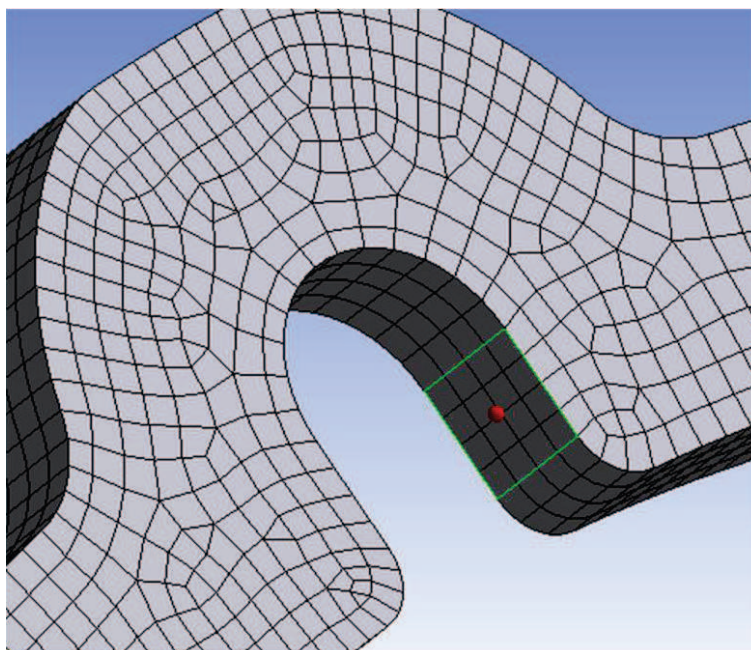
#### POSUNUTÍ

Na obrázku 38 vidíme posunutí zatíženého rozváděcího kroužku silou 2 N.





Obrázek 37 Posunutí rozváděcího kroužku, zatížení 2 N



Obrázek 38 Místo vyhodnocování posunutí a deformace

Z obrázku 38 ovšem nezjistíme posunutí v charakteristických bodech, který jsem si zvolil jako střed zatížené plochy v kapse UR podle obrázku 39. Pro vyhodnocení posuvu tohoto bodu jsem výsledky výpočtu převedl do Modulu APDL a zde si jednotlivě vybral požadované body (uzly) a nechal si vypsát jejich polohu v souřadném systému a jejich vypočtený posuv. Hodnoty posunutí bodů jednotlivých kapes jsem zpracoval do tabulky 13.

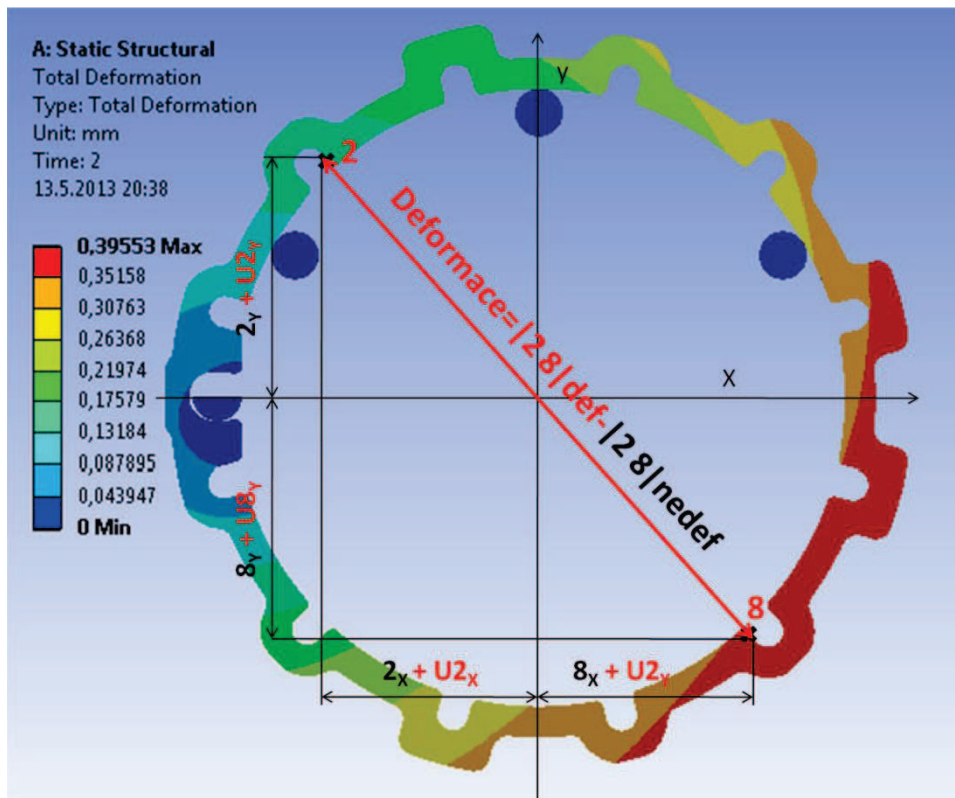
| Číslo kapsy     | 1     | 2     | 3     | 4     | 5     | 6     | 7     | 8     | 9     | 10    | 11    | 12    |
|-----------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| Posunutí 2N[mm] | 0,063 | 0,126 | 0,165 | 0,211 | 0,265 | 0,306 | 0,322 | 0,316 | 0,288 | 0,234 | 0,150 | 0,041 |
| Posunutí 4N[mm] | 0,085 | 0,162 | 0,200 | 0,239 | 0,292 | 0,340 | 0,366 | 0,365 | 0,341 | 0,288 | 0,194 | 0,052 |

Tabulka 13 Hodnoty posunutí v char. bodech

Z tabulky 13 můžeme odečíst hodnoty posuvu jednotlivých bodů. Maximální hodnoty posuvu jsou v kapsách 7,8 a 9. To odpovídá barevnému spektru zobrazující posuv na obrázku 38.

## DEFORMACE

Vyhodnocení deformace průměru kroužku jsem provedl j programu MS EXCEL.



Obrázek 39 Metodika výpočtu deformace

Na obrázku 40 a níže je naznačen výpočet deformace kroužku na poloměru mezi kapsami 2 a 8. Podle Pythagorovy věty jsem určil nejdříve vzdálenost bodů na nedeformovaném kroužku, poté jsem k nedeformovaným souřadnicím přičetl posunutí v ose ( $U_x$ ,  $U_y$ ) a vypočetl deformovanou vzdálenost bodů. Deformace průměru kroužku je potom rozdíl těchto dvou vzdáleností.

Bod 2

Bod 8

$$2_x = 30,88mm$$

$$8_x = -30,88mm$$

$$2_y = 27,99mm$$

$$8_y = -27,99mm$$

$$U2_x = -0,03mm$$

$$U8_x = -0,26mm$$

$$U2_y = -0,12mm$$

$$U8_y = 0,17mm$$

$$Deformace = def|28| - nedef|28| \quad (12)$$

$$nedef|28| = \sqrt{(2_x - 8_x)^2 + (2_y - 8_y)^2} \quad (13)$$

$$nedef|28| = \sqrt{(30,88 - (-30,88))^2 + (27,99 - (-27,99))^2} = 83,36mm$$

$$def|28| = \sqrt{[(2_x + U2_x) - (8_x + U8_x)]^2 + [(2_y + U2_y) - (8_y + U8_y)]^2} \quad (14)$$

$$def|28| = \sqrt{(30,88 - 0,03 - (-30,88 - 0,26))^2 + (27,99 - 0,12 - (-27,99 + 0,17))^2} = 83,34mm$$

$$Deformace = 83,34 - 83,36 = -0,02mm$$

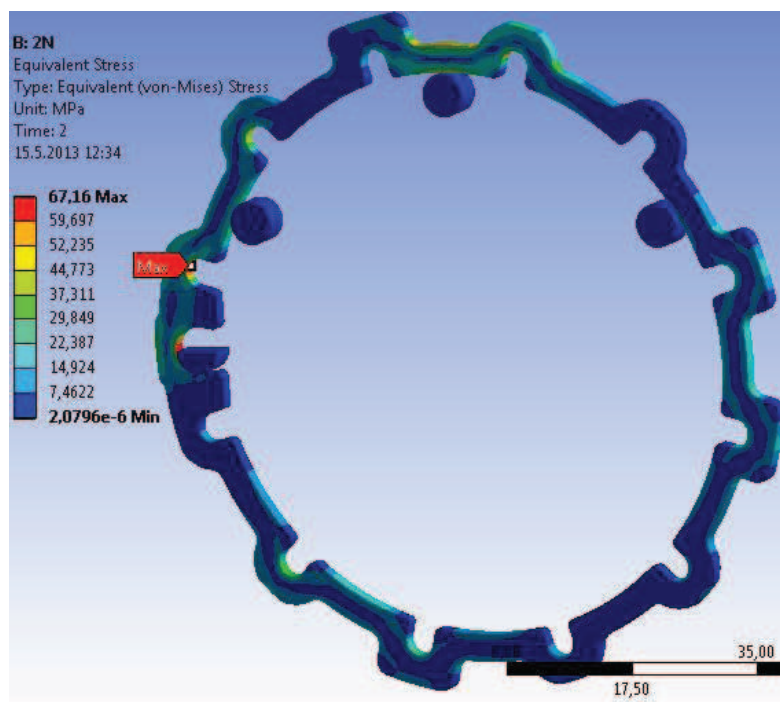
V tabulce jsou spočtené hodnoty deformací pro všechny průměry na kroužku pro obě zatížení. Z tabulky lze vyčíst, že v obou případech zatížení, průměry na sebe kolmé, mají přibližně stejnou hodnotu deformace, ale opačně orientovanou. Deformovaný tvar má tedy přibližně tvar elipsy.

| Číslo kapsy     | 1_7    | 2_8    | 3_9   | 4_10  | 5_11  | 6_12   |
|-----------------|--------|--------|-------|-------|-------|--------|
| Posunutí 2N[mm] | -0,069 | -0,023 | 0,051 | 0,072 | 0,025 | -0,043 |
| Posunutí 4N[mm] | -0,111 | -0,065 | 0,054 | 0,114 | 0,070 | -0,041 |

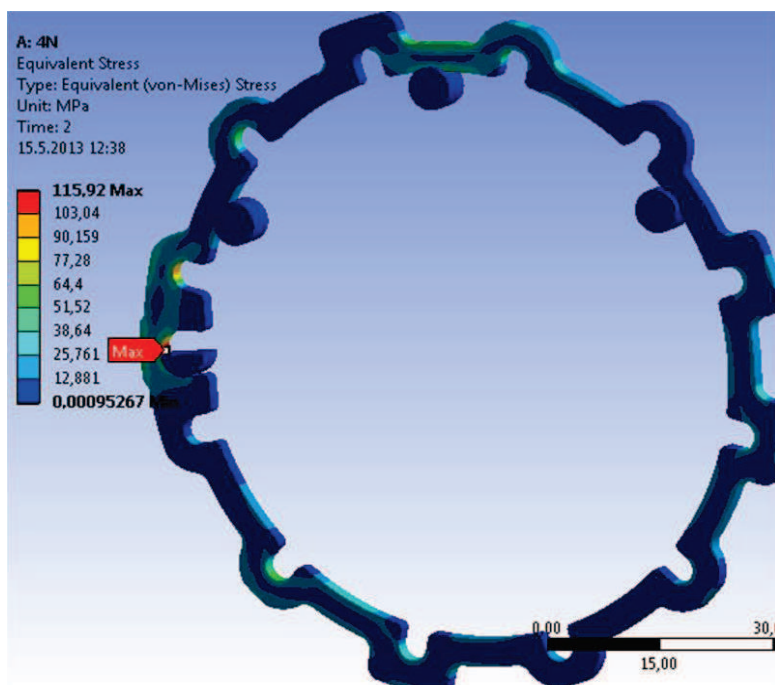
Tabulka 14 Hodnoty deformací v char. směrech

## REDUKOVANÉ NAPĚTÍ

Grafické znázornění redukovaného napětí pro obě zatížení je na obrázcích 41 a 42.



Obrázek 40 Redukované napětí rozváděcího kroužku, zatížení 2N



Obrázek 41 Redukované napětí rozváděcího kroužku, zatížení 4N

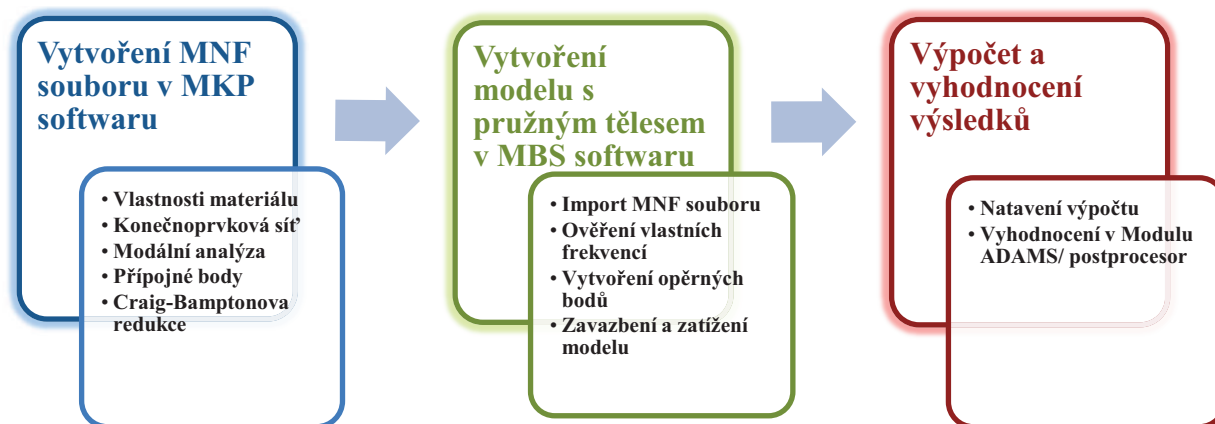
Maximální hodnota redukovaného von-Mises změny svoji polohu se změnou zatížení. Na obrázku 41 při zatížení 2 N je max. hodnota redukovaného napětí v místě první kapsy pro rameno lopatky. Při zvýšení zatížení se maximum přesune na do kapsy ovládacího ramene (obr. 42).

|              | MAX Redukované Napětí [Mpa] |
|--------------|-----------------------------|
| Zatížení 2 N | 67,160                      |
| Zatížení 4 N | 115,900                     |

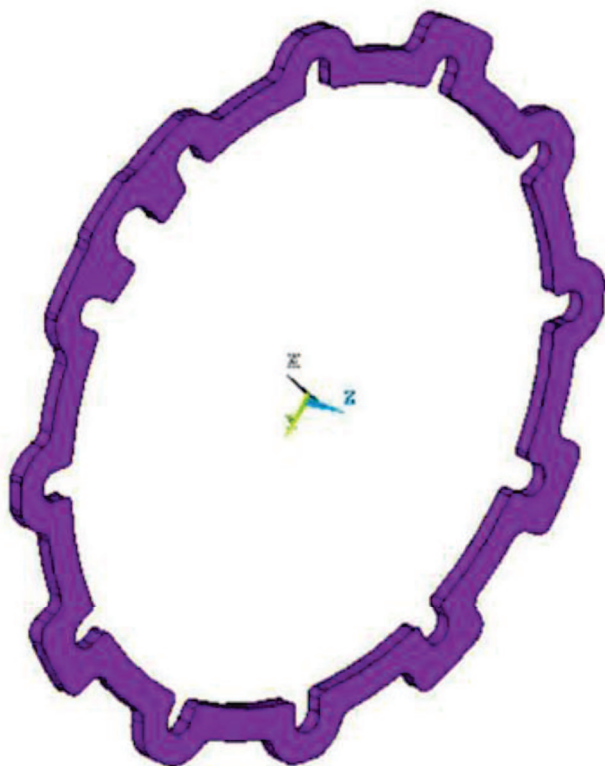
Tabulka 15 Hodnoty Maximálního redukovaného napětí

### 7.3 VÝPOČET V MBS PROGRAMU ADAMS S VYUŽITÍM PRUŽNÝCH TĚLES

Výpočty v programu ADAMS jsem opět provedl s využitím přídatného modulu ADAMS/FLEX jsem s importovaným rozváděcím kroužkem jako pružné těleso pomocí MNF souboru v kontaktu s tuhými tělesy opěrných válců. Příprava modelu probíhala obdobně jako při výpočtu nosníku v předcházející kapitole a to ve třech fázích.







Obrázek 42 Model importovaného rozváděcího kroužku

### 7.3.1 VYTVOŘENÍ MNF SOUBORU

Tvorba MNF souboru proběhla stejně jako v případě nosníku.

#### ZADÁNÍ PARAMETRŮ

Při zadávání parametrů jsem využil již předchozí výpočet nosníku zadáním stejných hodnot.

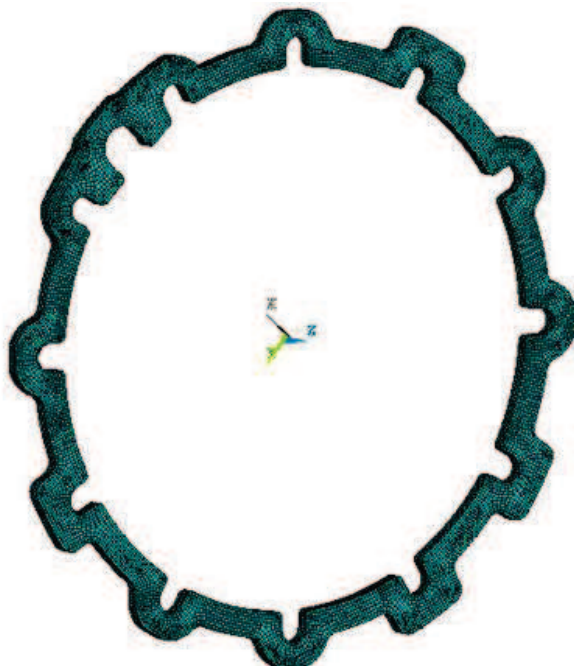
- Zvolil jsem typ elementů SOLID186 což je kvadratický prvek vhodný pro mapované síťování.
- Chování materiálu lineární, elastický a isotropní
  - Yangův modul pružnosti 2E5 MPa
  - Poissonovo číslo 0.3
  - Hustota materiálu 7860 kg/m<sup>3</sup> (přepočtenou na 7860 · 10<sup>-12</sup> t/mm<sup>3</sup>)
  - Délka hrany elementu podle citlivostní analýzy sítě 0,5mm.

#### IMPORT GEOMETRIE

Převod z CAD softwaru do MKP softwaru jsem provedl exportováním modelu kroužku na formát .iges, který lze jednoduše neimportovat do programu ANSYS. Na obrázku 43 je objemový model importovaného kroužku.

#### TVORBA KONEČNOPRVKOVÉ SÍTĚ

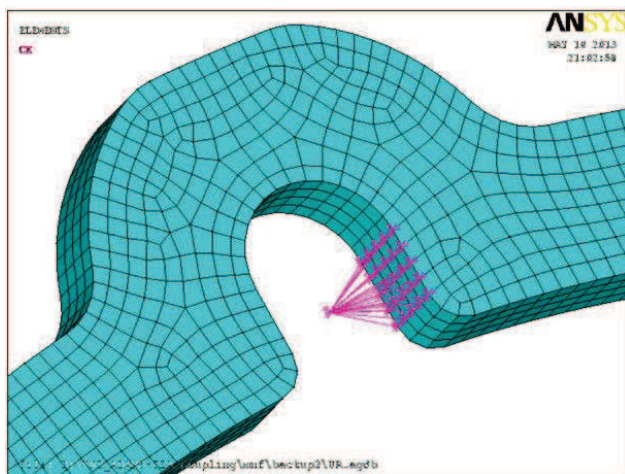
Pravidelnou konečnoprvkovou síť jsem vytvořil metodou sweep podobně jako při výpočtu v programu ANSYS Workbench. Síť se skládá z 24712 elementů a 127655 uzlů a je zobrazena na obrázku 44.



Obrázek 43 Konečnoprvková pravidelná síť na rozváděcím kroužku

## PŘÍPOJNÉ BODY

Pro provedení redukce pružného tělesa na MNF soubor jsem vytvořil celkem 13 přípojných bodů na obvodu kroužku.






Klíčové body jsem vytvořil v cylindrickém souřadném systému pracovní roviny uprostřed každé kapsy kroužku. Body jsem vysít'oval elementy mass21 (reálná konstanta: hmotnost  $1E^{-10}$  kg). Vytvořené elementy jsem propojil příkazem rigid region s uzly ležící na ploše kapsy kroužku (Shodná s tlakem zatěžovanou plochou ve výpočtu v ANSYS Workbench). Přípojný bod propojený s uzly na ploše kapsy je na obrázku 46.

Obrázek 44 Přípojný bod a spojení CE rigid region

## MODÁLNÍ ANALÝZA

Modální analýzu jsem provedl pro 3 případy kroužku.

-  Samotný kroužek
-  Kroužek s přípojnými body připojenými vazbou rigid region
-  Kroužek s přípojnými body připojenými vazbou rigid region a vazbou v přípojném bodě kapsy hlavního ramene.

Analýzu jsem provedl metodou „BLOCK LANCZOS“ nastavenou na 20 vlastních tvarů. Výpočet trval cca 45 minut. V tabulce je uvedeno srovnání vlastních frekvencí po přidání přípojných bodů.

| Číslo módu | Vlastní frekvence bez přidáných bodů [Hz] | Vlastní frekvence s přidánými body [Hz] | Rozdíl frekvencí [Hz] | Procentuální rozdíl [%] |
|------------|---|---|-----------------------|-------------------------|
| 7,00       | 535,64                                    | 536,40                                  | 0,76                  | 0,14                    |
| 8,00       | 567,71                                    | 568,62                                  | 0,91                  | 0,16                    |
| 9,00       | 1095,30                                   | 1096,40                                 | 1,10                  | 0,10                    |
| 10,00      | 1097,40                                   | 1098,70                                 | 1,30                  | 0,12                    |
| 11,00      | 1522,00                                   | 1524,30                                 | 2,30                  | 0,15                    |
| 12,00      | 1571,10                                   | 1573,60                                 | 2,50                  | 0,16                    |
| 13,00      | 2835,20                                   | 2839,90                                 | 4,70                  | 0,17                    |
| 14,00      | 2932,50                                   | 2937,10                                 | 4,60                  | 0,16                    |

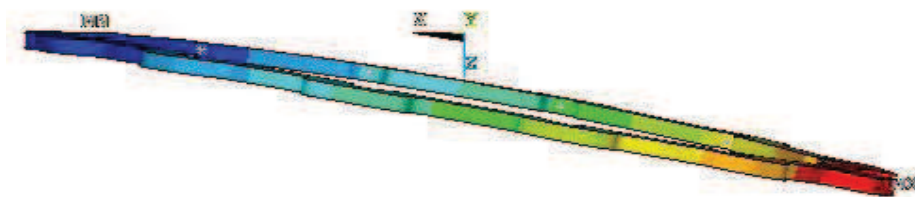
Tabulka 16 Srovnání vlastních frekvencí volného kroužku

Je zřejmé, že přidání přípojných bodů nemají téměř vliv na hodnotu vlastní frekvence. Procentuální změna nepřesáhne 0,2 %. Na obrázcích je prvních 11 nenulových vlastní tvarů. V další tabulce jsem vypsal vlastní frekvence upevněného kroužku v přípojném bodě hlavní kapsy. Prvních 6 vlastních tvarů jsem zobrazil.

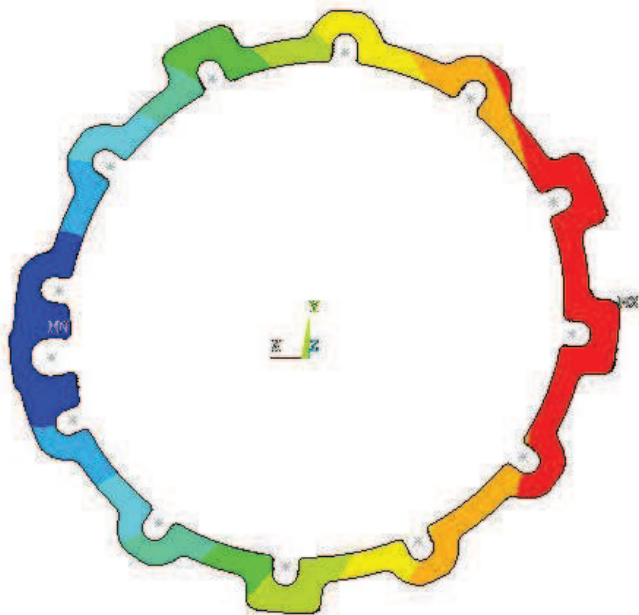
V tabulce 17 jsou uvedeny vlastní frekvence upevněného kroužku. Vlastní tvary těchto frekvencí jsou zobrazeny pod tabulkou.

| Číslo módu | Vlastní frekvence upevněného rozváděcího kroužku [Hz] |
|------------|---|
| 1          | 85.2  |
| 2          | 166.2   |
| 3          | 184.5   |
| 4          | 434.8   |
| 5          | 674.1   |
| 6          | 757.1   |

Tabulka 17 Vlastní frekvence upevněného rozváděcího kroužku

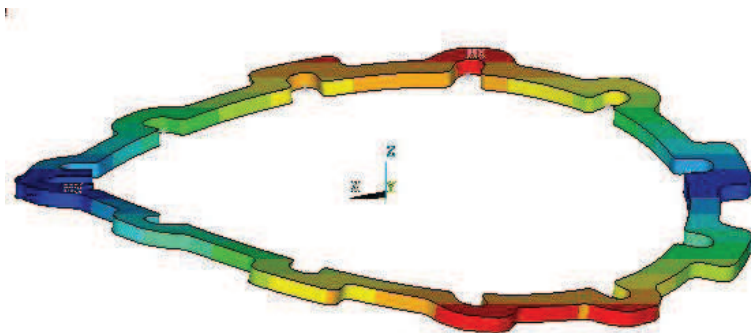


Obrázek 45 První vlastní tvar a vlastní frekvence 85,2 Hz; Dominantní ohybové namáhání.

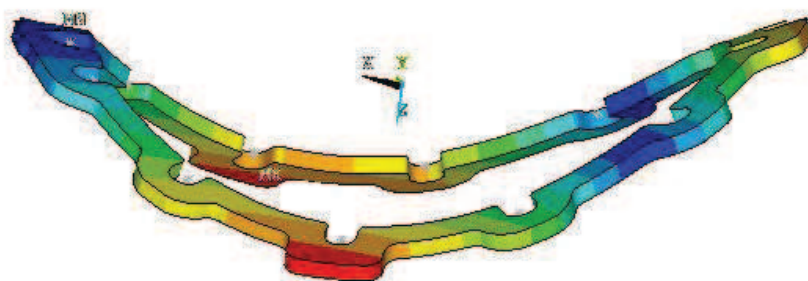


Obrázek 46 Druhý vlastní tvar a vlastní frekvence 166,2 Hz; Dominantní namáhání v rovině kroužku.

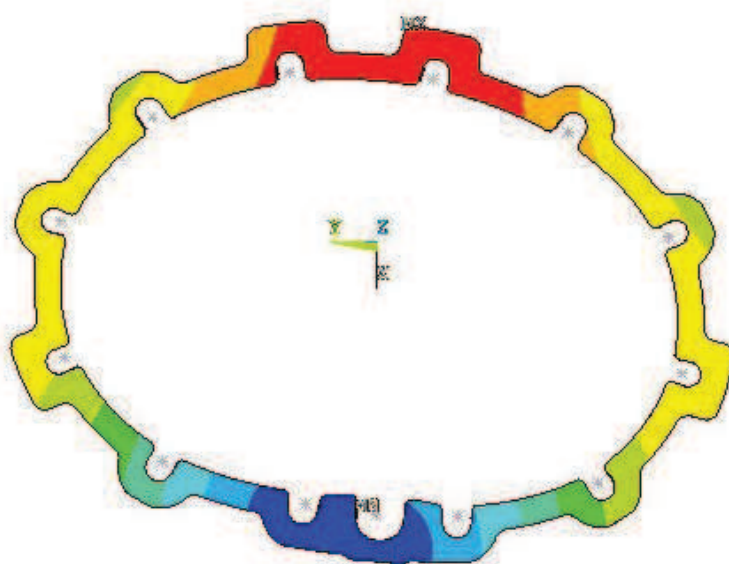




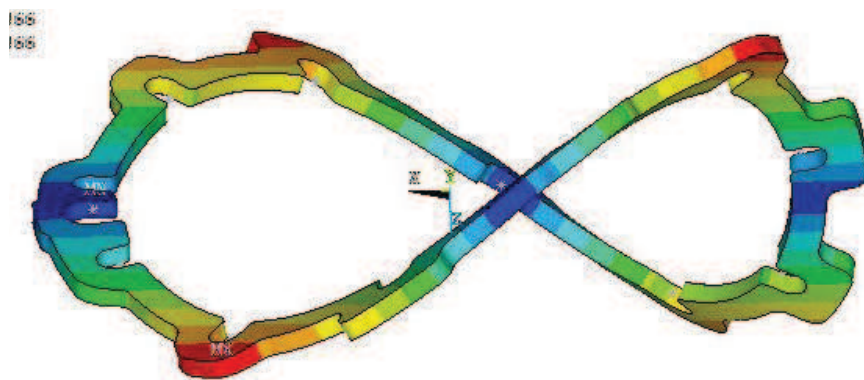
Obrázek 47 Třetí vlastní tvar a vlastní frekvence 184,5 Hz; Dominantní ohybové namáhání.



Obrázek 48 Čtvrtý vlastní tvar a vlastní frekvence 434,8 Hz; Dominantní ohybové namáhání.



Obrázek 49 Pátý vlastní tvar a vlastní frekvence 674,1 Hz; Dominantní namáhání v rovině kroužku.



Obrázek 50 Šestý vlastní tvar a vlastní frekvence 757.1Hz; Dominantní ohybové namáhání.

Při zkoumání vlastních tvarů zatíženého nosníku je vidět které tvary půjdou jednoduše vybudit skokovou silou v programu ADAMS. Budou to 1., 2. a 5. vlastní tvar, resp. frekvence 85.2, 166.2 a 674.1 Hz

### 7.3.2 VYTVOŘENÍ MODELU V MBS SOFTWARE

Pro převod na MNF soubor jsem použil 13 vytvořených přípojných bodů. Výpočet trval cca 4 hodiny a výsledný MNF soubor měl velikost 895 MB.

#### VERIFIKACE FREKVENCÍ

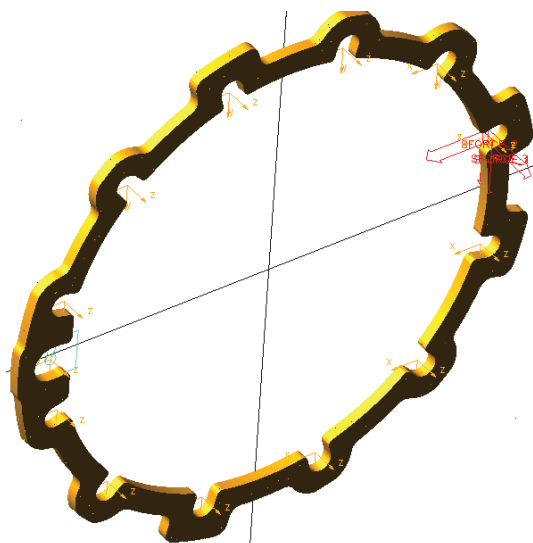
Po importu MNF souboru prostřednictvím modulu ADAMS/FLEX jsem ověřil frekvence po provedené redukci. Srovnání frekvencí před a po redukci je v tabulce 18.

| Číslo módu | Vlastní frekvence před redukcí, MKP [Hz] | Vlastní frekvence po redukcí, MBS [Hz] | Rozdíl frekvencí [Hz] | Procentuální rozdíl [%] |
|------------|--|--|-----------------------|-------------------------|
| 7,00       | 536,40                                   | 536,3                                  | -0,04                 | -0,01                   |
| 8,00       | 568,62                                   | 568,8                                  | 0,18                  | 0,03                    |
| 9,00       | 1096,40                                  | 1096,90                                | 0,50                  | 0,05                    |
| 10,00      | 1098,70                                  | 1099,20                                | 0,50                  | 0,05                    |
| 11,00      | 1524,30                                  | 1524,30                                | 0,00                  | 0,00                    |
| 12,00      | 1573,60                                  | 1573,70                                | 0,10                  | 0,01                    |
| 13,00      | 2839,90                                  | 2842,10                                | 2,20                  | 0,08                    |
| 14,00      | 2937,10                                  | 2939,20                                | 2,10                  | 0,07                    |

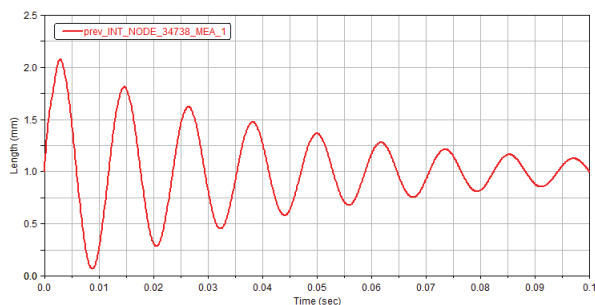
Tabulka 18 Srovnání vlastních frekvencí nezatíženého rozváděcího kroužku ANSYS/ADAMS

Opět vidíme, že redukce vlastní frekvence téměř nezměnily.

Jako v případě nosníku jsem se snažil vybudit skokovou silou v různých směrech některé vlastní tvary a frekvence kroužku. Umístění skokových sil je na obrázku 52. Na dalších obrázcích jsou odezvy na budící síly spolu s vypočtenou frekvencí, podobně jako u nosníku.



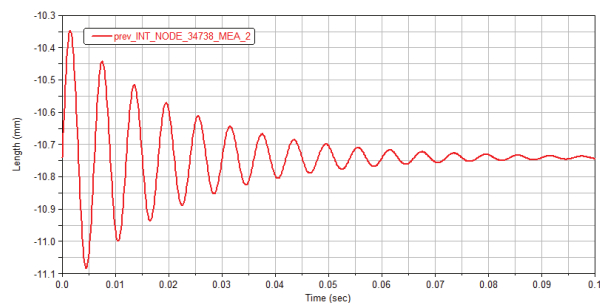
Obrázek 51 Upevněný rozváděcí kroužek a silové zatížení ve třech směrech



$$T_{1K}=0,0117s$$

$$f_{1K} = \frac{1}{T_{1K}} = \frac{1}{0,0117} = 85,5[Hz]$$

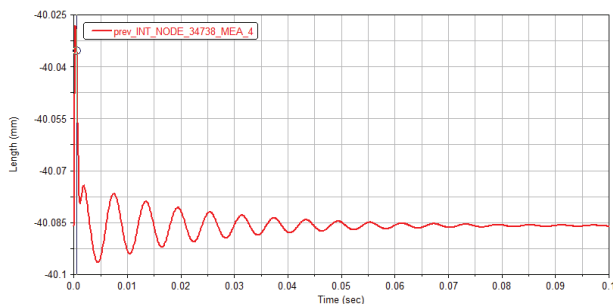
Graf 8 Odezva na impuls ve směru ohybu, vybuzení 1. frekvence



$$T_{2K}=0,006s$$

$$f_{2K} = \frac{1}{T_{2K}} = \frac{1}{0,006} = 166,6[Hz]$$

Graf 9 Odezva na impuls v rovině kroužku, vybuzení 2. frekvence



$$T_{5K}=0,0015s$$

$$f_{5K} = \frac{1}{T_{5K}} = \frac{1}{0,0015} = 666,6[Hz]$$

Graf 10 Odezva na impuls v rovině kroužku, vybuzení 5. frekvence

V následující tabulce jsou porovnány frekvence upevněného nosníku vypočtené modální analýzou v ANSYSu, ASAMSu, a vyvolané skokovou silou.

| Číslo módu | Výpočet frekvence zatížením skokovou silou [Hz] | Modální analýza v ANSYSu [Hz] | Lineární analýza v ADAMSu [Hz] | Rozdíl frekvencí [Hz] | Procentualní rozdíl [%] |
|------------|---|-------------------------------|--------------------------------|-----------------------|-------------------------|
| 1          | 85,5  | 85,2                          | 85,2                           | 0                     | 0                       |
| 2          | 166,6   | 166,2                         | 167,3                          | 1,1                   | 0,66                    |
| 3          | -   | 184,5                         | 184,8                          | 0,3                   | 0,16                    |
| 4          | -   | 434,8                         | 433,7                          | -1,1                  | -0,25                   |
| 5          | 666,6   | 674,1                         | 675,3                          | 1,2                   | 0,17                    |
| 6          | -   | 757,1                         | 779,7                          | 22,6                  | 2,98                    |

Tabulka 19 Srovnání vypočtených frekvencí

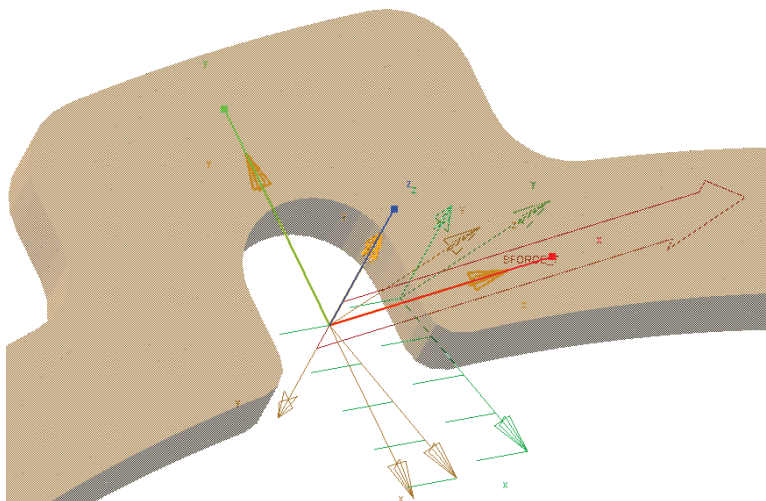
Vybuzené frekvence se mírně odlišují od spočtených v modální analýze, odchylka je opět dána nepřesností odečtu z grafu a následným výpočtem, kdy dělíme velmi malým číslem. Srovnání frekvencí modální analýzy v ANSYSu a v ADAMSu dopadlo nad očekávání dobře. Odchylka výpočtu v ADAMSu je zanedbatelná.

### 7.3.3 VYTVOŘENÍ VÝPOČTOVÉHO MODELU

Po úspěšné verifikaci MNF souboru a vlastních frekvencí jsem vytvořil celý model pro výpočet.

#### SILOVÉ ZATÍŽENÍ

Sílu jsem zadal prostřednictvím funkce step kvůli postupnému zatížení a zabránění rozkmitání kroužku. Hodnota síly byla podle zvolená již dříve a to pro 1. výpočet 2 Newtony, pro 2. výpočet 4 N. Detail silového zatížení je na obrázku.





Obrázek 52 Silové zatížení jedné kapsy rozváděcího kroužku

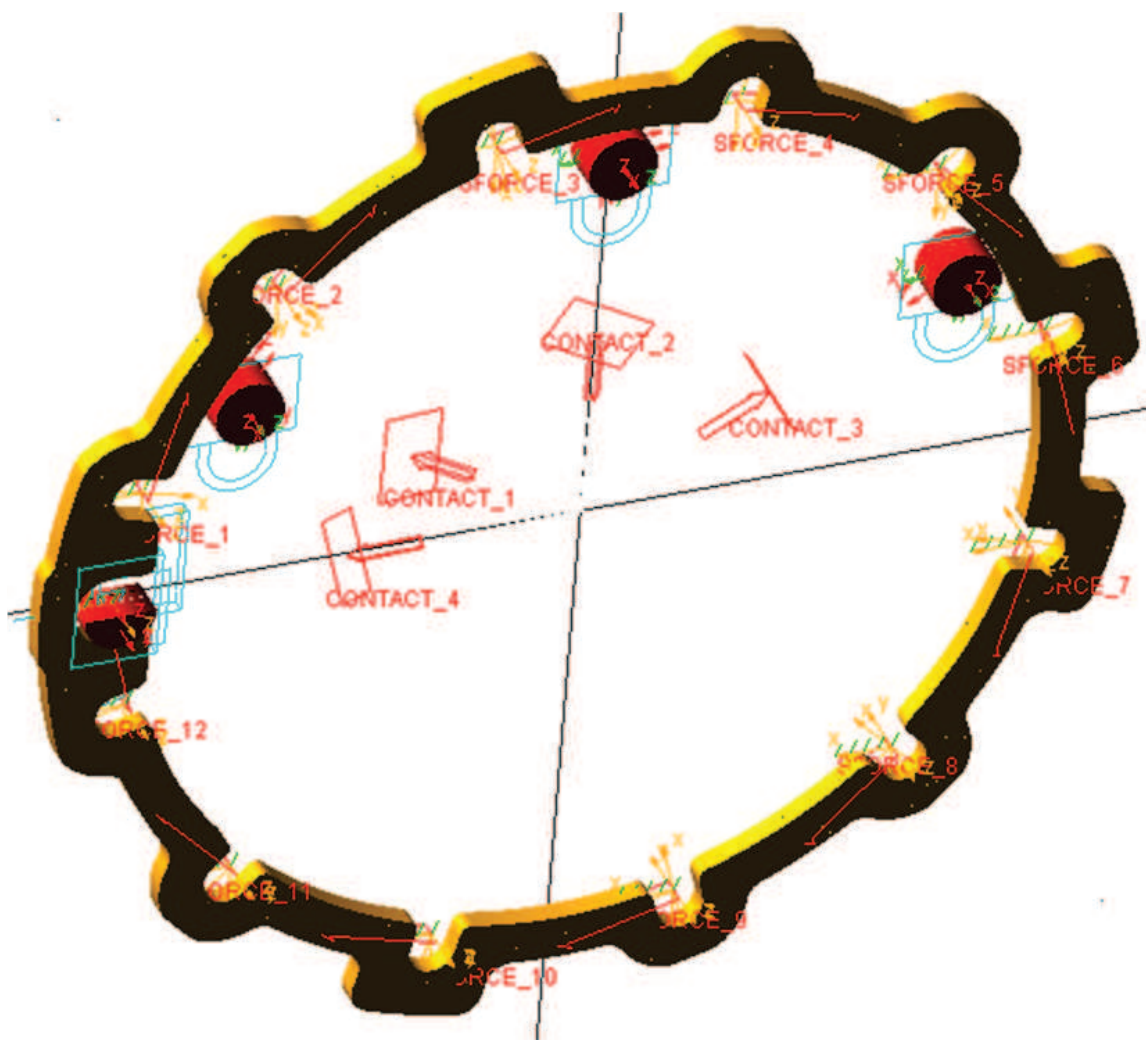
Opěrná tělesa jsem vytvořil vymodelováním přímo v programu ADAMS jako tuhá tělesa a rozmístil do definovaných poloh.

Dále jsem vytvořil kontakty mezi kroužkem a opěrnými tělesy. Koeficienty tření jsem zvolil stejné jako při výpočtu v programu ANSYS Workbench tedy 0,2. Ostatní parametry jsem zvolil podobně jako v případě nosníku po konzultaci s odborníky.

Zavazbení modelu:

- |   |  |
|---|--|
|  Opěrná tělesa:    | vazba vetknutí   |
|  Rozváděcí kroužek | rovinná vazba v rovině kroužku pro zamezení axiálního pohybu kroužku |

Na obrázku je připravený model k výpočtu.



Obrázek 53 Zatížený a zavazbený rozváděcí kroužek

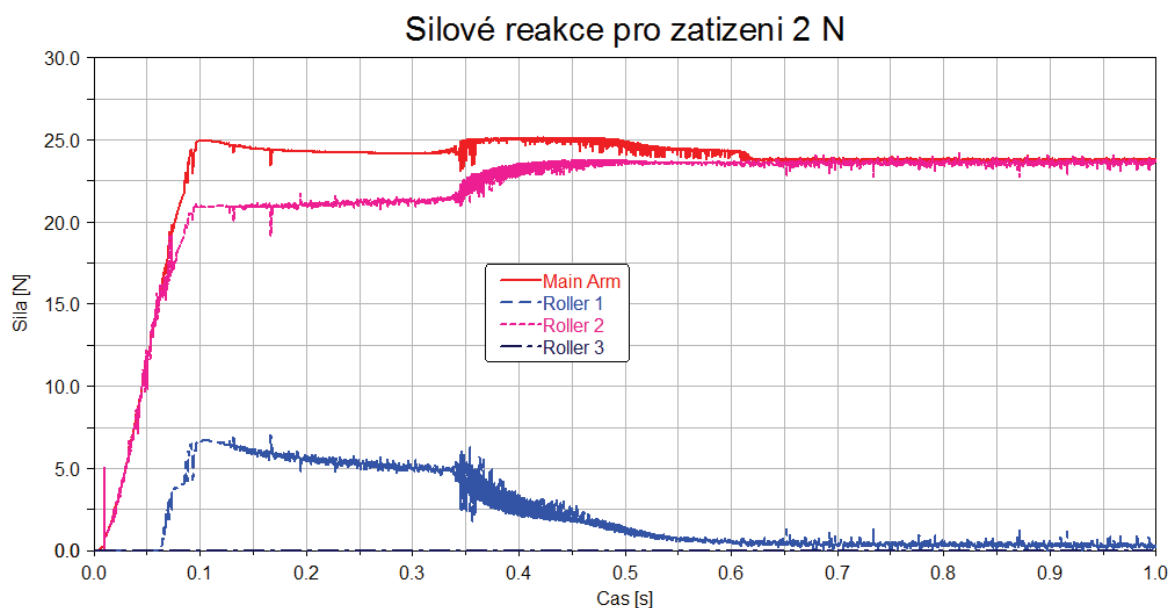
### 7.3.4 VÝPOČET A VYHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ

Oba výpočty jsem nastavil na čas 1 sekundu s počtem kroků 1000. Doba výpočtu byla pro obě varianty podobná, cca 2hod. Působící síla dosáhla plné hodnoty už v čase 0.1s ovšem ustálení posuvu a deformace proběhlo až v čase 0.5s.

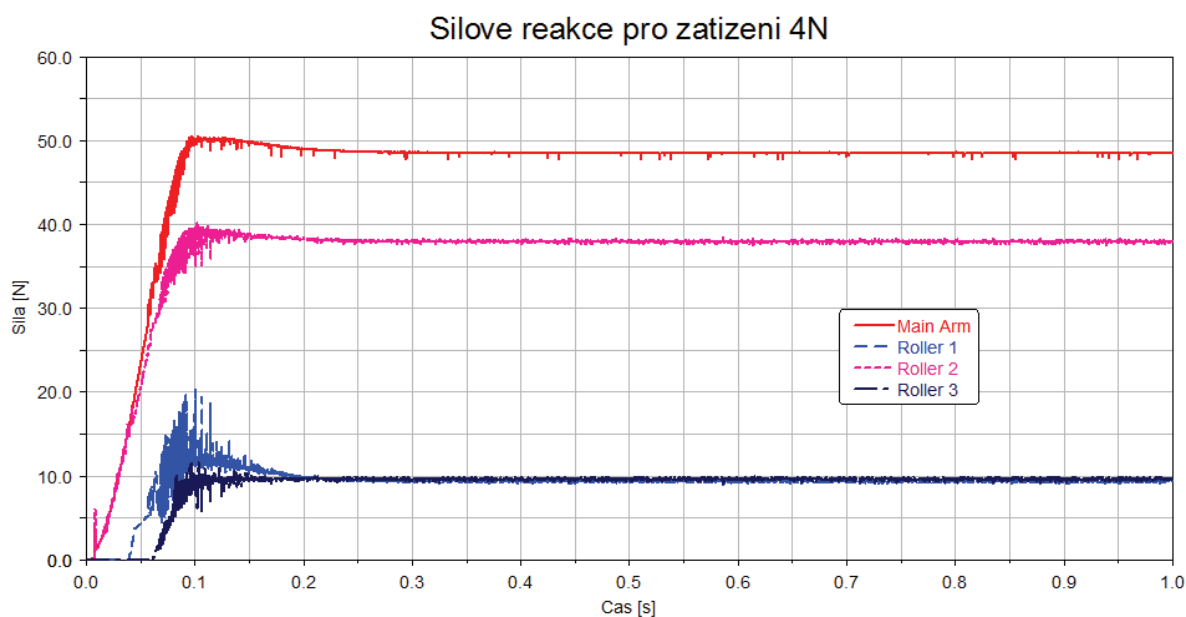
Vyhodnocoval jsem stejné veličiny jako v případě výpočtu v programu ANSYS WORKBENCH.

## SILOVÉ REAKCE

Reakční síly jsem měřil ve vetknutí opěrných těles. Na grafech 10 a 11 jsou graficky znázorněny silové reakce v opěrných bodech kroužku.



Graf 11 Silové reakce v opěrných bodech, zatížení 2N



Graf 12 Silové reakce v opěrných bodech, zatížení 4N

Zatežující síla byla v čase nula s. nulová, její hodnota plynule narůstala do času 0.1 s. kdy se ustálila až do konce simulace. Při zatížení 4 N vidíme, že ustálení reakčních proběhlo v celku rychle a jejich hodnoty byly po zbytek simulace konstatní. Při simulaci se zatížením 2 N ovšem reakční síly ustálili výrazně později. Pro výpočet v adamus při použití kontaktních těles je výhodnější vyšší kontaktní síla a vyšší kontaktní rychlosti. Při použití malých kontaktních sil a malého pohybu je trvá ustálení hodnot déle. Ustálené hodnoty reakčních sil jsem vložil do tabulky 20.

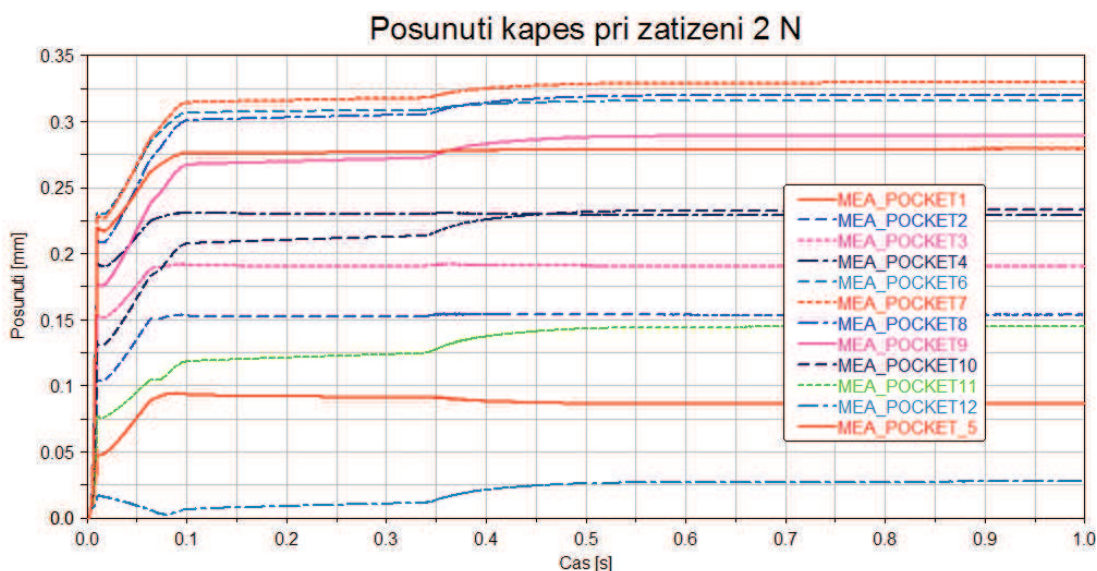


| Opěrné těleso                    | Roller 1 | Roller 2 | Roller 3 | Ovládací rameno |
|----------------------------------|----------|----------|----------|-----------------|
| Reakční síla při zatížení 2N [N] | 6,000    | 20,900   | 0,000    | 24,500          |
| Reakční síla při zatížení 4N [N] | 9,800    | 37,400   | 9,600    | 48,200          |

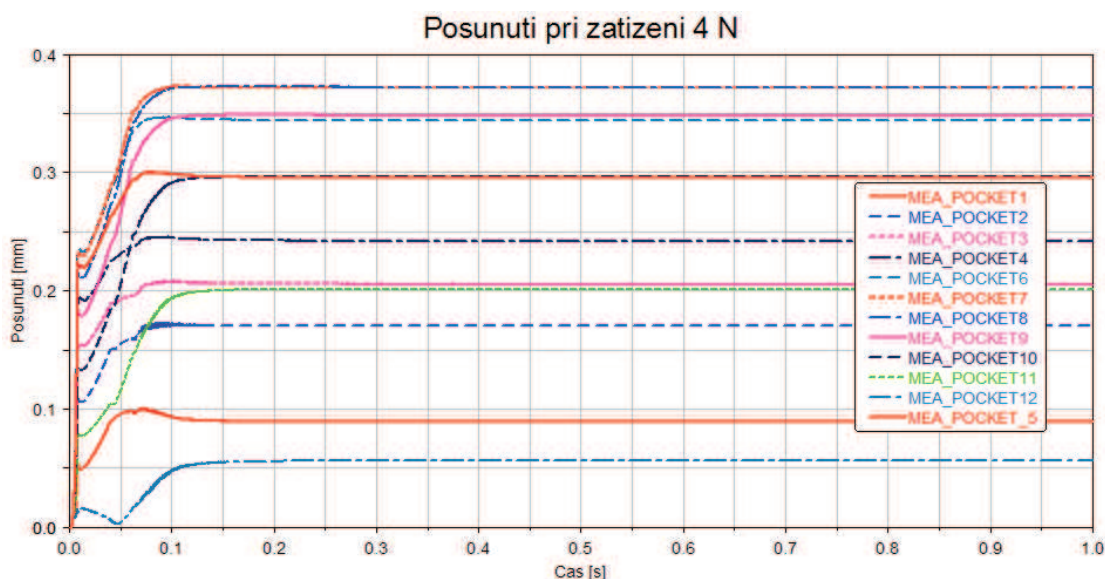
Tabulka 20 Reakční síly v opěrných bodech

## POSUNUTÍ

K výpočtu deformace i posunutí jsem použil stejné body jako při vyhodnocování výsledků v programu ANSYS. Zde bylo ovšem vyhodnocení jednodušší, díky modulu post-procesoru v programu ADAMS. Do uzlového bodu ve středu plochy zatěžované kapsy jsem umístil dva markery. Jeden připevnil k tělu rozváděcího kroužku a druhý umístil na ground. Posunutí bodu jsem vyhodnocoval zavedením měření („point- to-point“) mezi těmito markery a nechal si vykreslit do grafu.



Graf 13 Deformace v char. směrech, zatížení 2N



Graf 14 Deformace v char. směrech, zatížení 4N



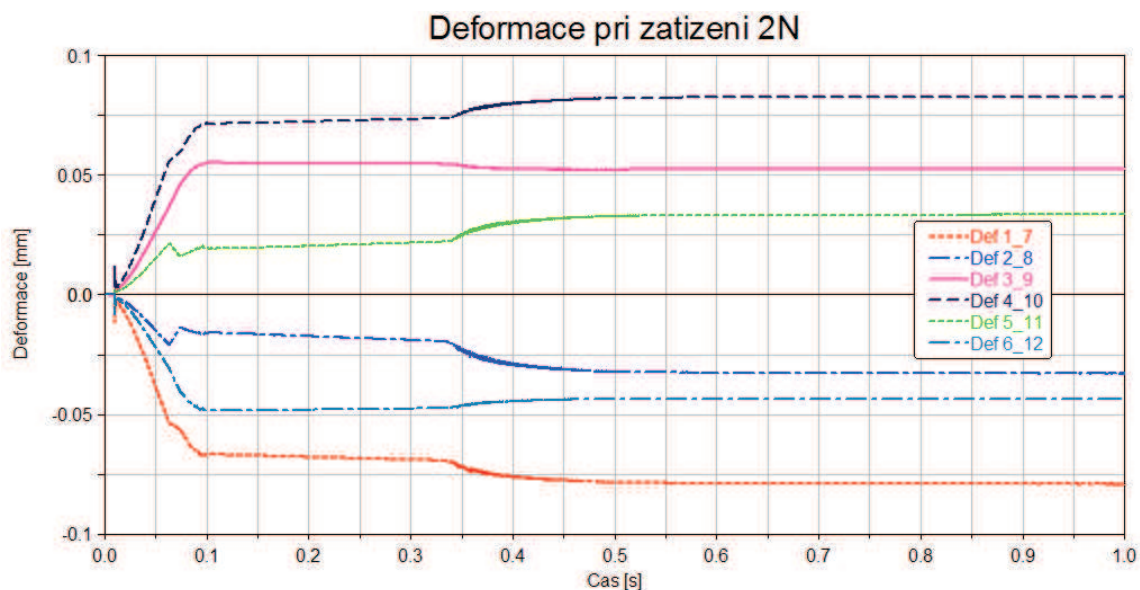
Výsledky na konci výpočtu jsem pro přehlednost a další porovnání zpracoval do tabulky.

| Číslo kapsy     | 1,00  | 2,00  | 3,00  | 4,00  | 5,00  | 6,00  | 7,00  | 8,00  | 9,00  | 10,00 | 11,00 | 12,00 |
|-----------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| Posunutí 2N[mm] | 0,086 | 0,153 | 0,190 | 0,229 | 0,279 | 0,316 | 0,329 | 0,320 | 0,289 | 0,233 | 0,144 | 0,026 |
| Posunutí 4N[mm] | 0,089 | 0,170 | 0,206 | 0,242 | 0,295 | 0,344 | 0,372 | 0,372 | 0,348 | 0,296 | 0,201 | 0,056 |

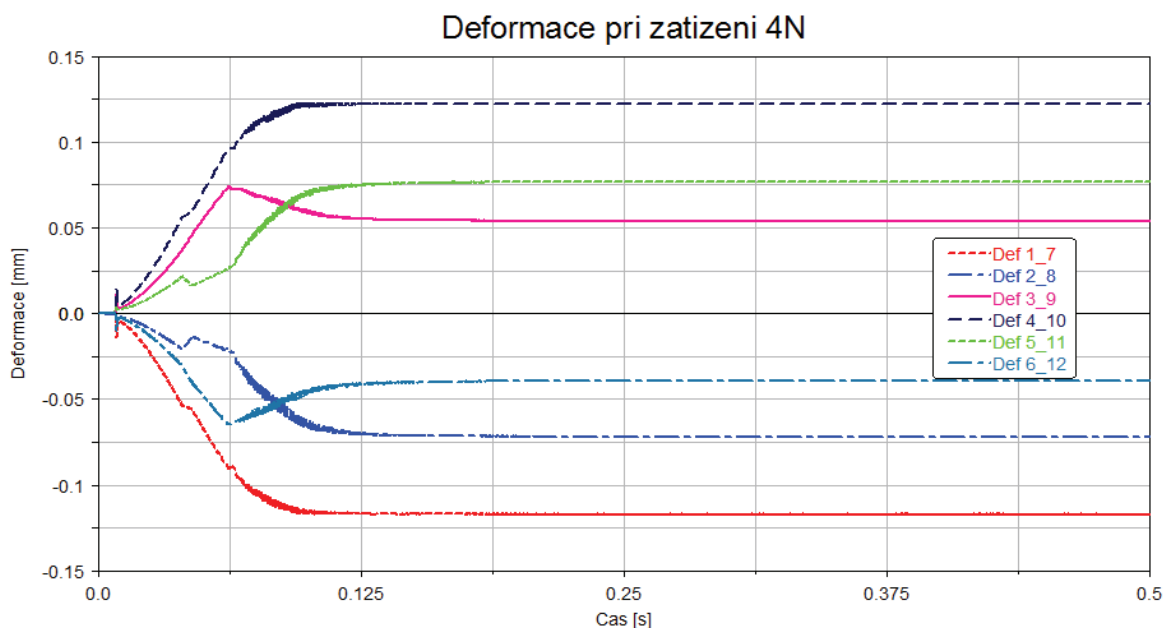
Tabulka 21 Hodnoty posunutí v char. bodech

## DEFORMACE

Na obrázcích jsou grafy deformací pro oba zátěžné stavy. Jednotlivé průběhy odpovídají změně vzdáleností mezi protilehlými body uvnitř příslušných kapes.



Graf 15 Deformace v char. směrech, zatížení 2 N



Graf 16 Deformace v char. směrech 4N

Výsledky po ustálení jsem pro další srovnání shrnul do tabulky.

| Číslo kapsy      | 1_7    | 2_8    | 3_9   | 4_10  | 5_11  | 6_12   |
|------------------|--------|--------|-------|-------|-------|--------|
| Deformace 2N[mm] | -0,079 | -0,032 | 0,052 | 0,082 | 0,033 | -0,043 |
| Deformace 4N[mm] | -0,116 | -0,070 | 0,054 | 0,120 | 0,075 | -0,040 |

Tabulka 22 Hodnoty deformace v char. směrech

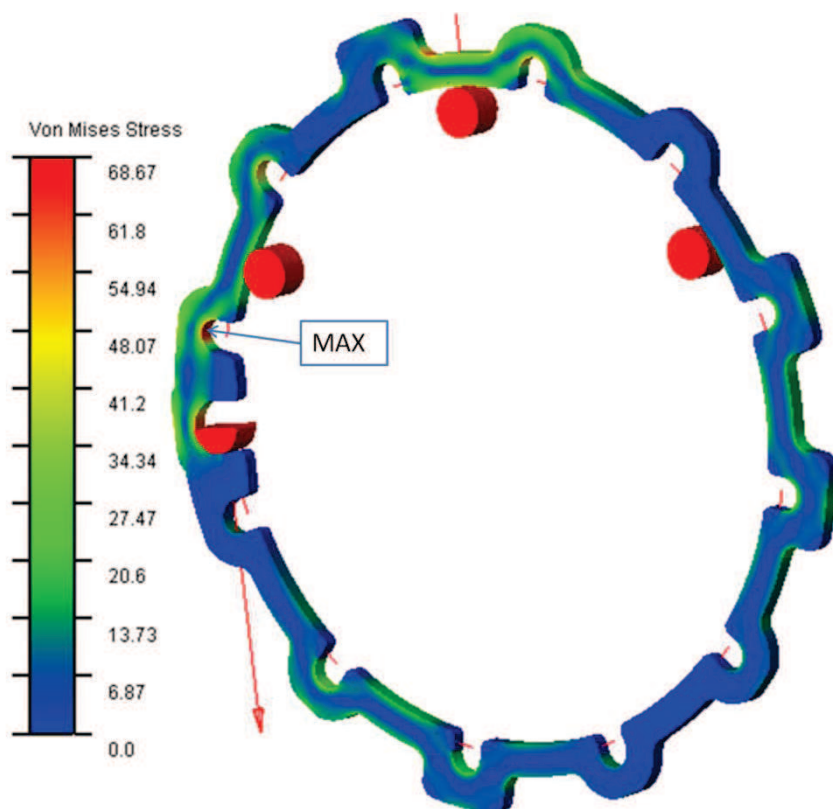
Z průběhá si můžeme všimnout, že zvýšením zatěžovací síly se mění charakter deformace. Při zatížení 2 N jsou k deformace ve směrech 3\_9 a 6\_12 vyšší než ve směrech 2\_8 a 5\_11. Při zvýšení zatížení se trend obrátí. Tato změna je způsobená inicializací kontaktu kroužku s třetím opěrným, který změní silové rozložení na kroužku a tím i výslednou deformaci.

### REDUKOVANÉ NAPĚTÍ

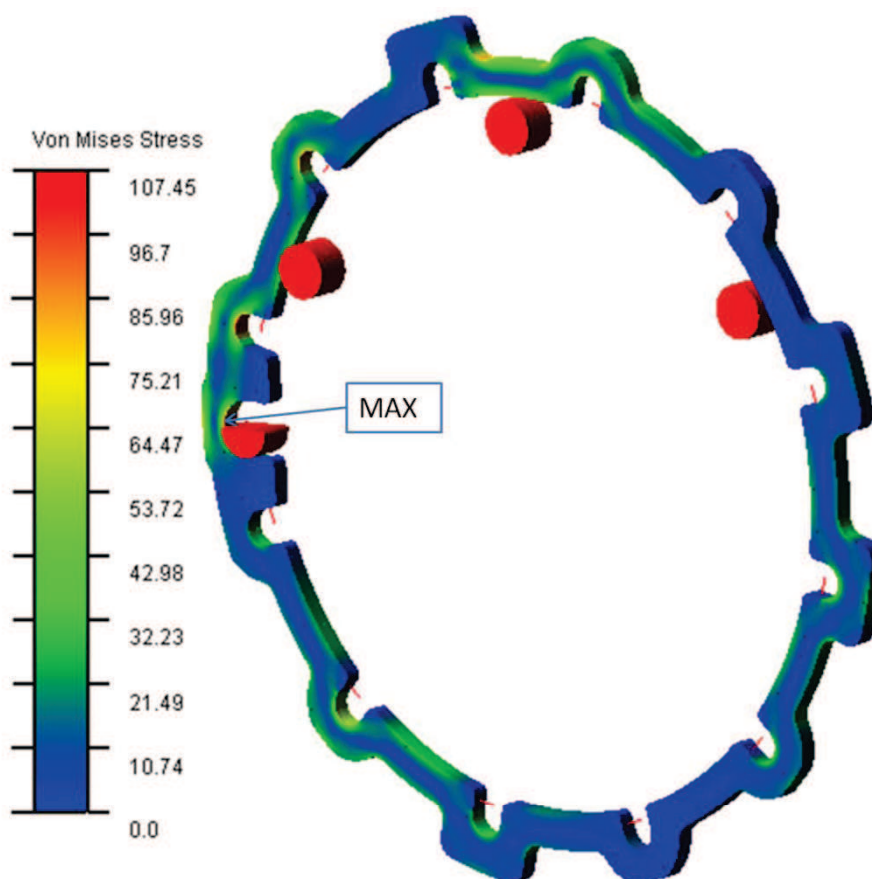
Grafické znázornění napětí je na obrázcích. Jelikož došlo během výpočtu k menšímu rozkmitání kroužku, max. napětí bylo během výpočtu vyšší než na konci po ustálení. Napětí na obrázcích zobrazuje ustálený stav na konci výpočtu.

|              | MAX Redukované Napětí<br>[Mpa] |
|--------------|--------------------------------|
| Zatížení 2 N | 68,8                           |
| Zatížení 4 N | 107,5                          |

Tabulka 23 Hodnoty redukovaného napětí



Obrázek 54 Redukované napětí, zatížení 2 N



Obrázek 55 Redukované napětí, zatížení 4 N

## 7.4 POROVNÁNÍ SPOČTENÝCH VÝSLEDKŮ MEZI MBS A MKP PROGRAMY

V této kapitole jsem porovnal výše uvedené výsledky mezi sebou. Vyhodnocoval jsem rozdíl vypočtené hodnoty metodou MBS systému ADAMS s využitím pružných těles od metody MKP v systému ANSYS. Pro představu jsem tento rozdíl uvedl i procentuelně. Vyhodnocování jsem provedl pro oba zátěžné stavy zvlášť a pro všechny zkloumané veličiny. Výsledky jsem přehledně zpracoval v následujících tabulkách a grafech.

### 7.4.1 ZATÍŽENÍ KROUŽKU 2 N

V této kapitole je srovnání výpočtů při zatížení kroužku 2 N.

#### REAKČNÍ SÍLY

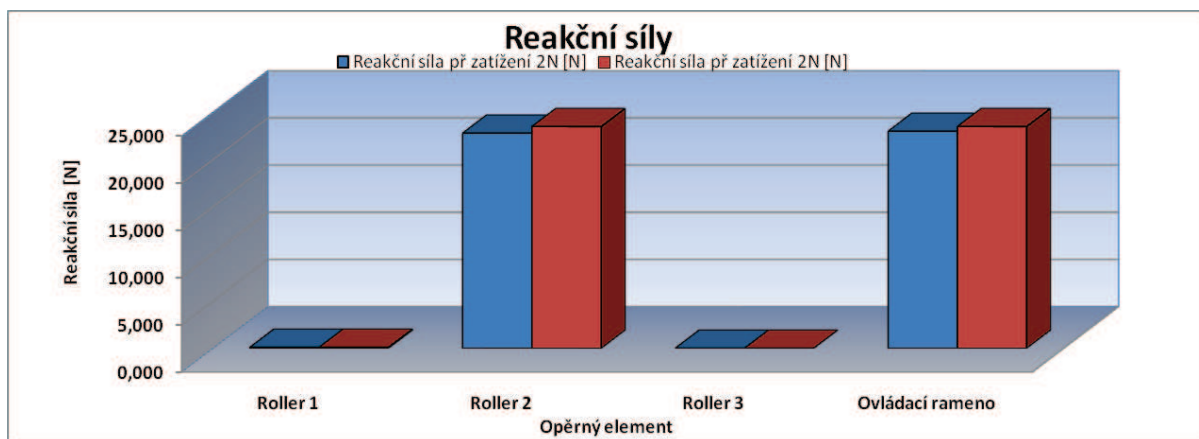
Reakční síly jsou důležitý parametr pro porovnání shodnosti výpočtu. Při rozdílných reakčních silách dochází k odlišné silové rovnováze, a tudíž je velká pravděpodobnost odlišných výsledků deformace a posunutí.



| Opěrné těleso    | Roller 1 | Roller 2 | Roller 3 | Ovládací rameno |
|------------------|----------|----------|----------|-----------------|
| Reakční síla [N] | 0,1      | 22,8     | 0,0      | 23,0            |
| Reakční síla [N] | 0,1      | 23,5     | 0,0      | 23,5            |
| Rozdíl[N]        | 0,0      | 0,7      | 0,0      | 0,5             |
| Rozdíl [%]       | 0,0      | 3,1      | 0,0      | 2,2             |

Tabulka 24 Porovnání reakčních sil, zatížení 2N

Reakční síly jsem vykreslil do sloupcového grafu.



Graf 17 Reakční síly, zatížení 2N

Vyhodnocené reakční síly se téměř shodují, resp. procentuelní rozdíl je menší než 5 %, tudíž zanedbatelný.

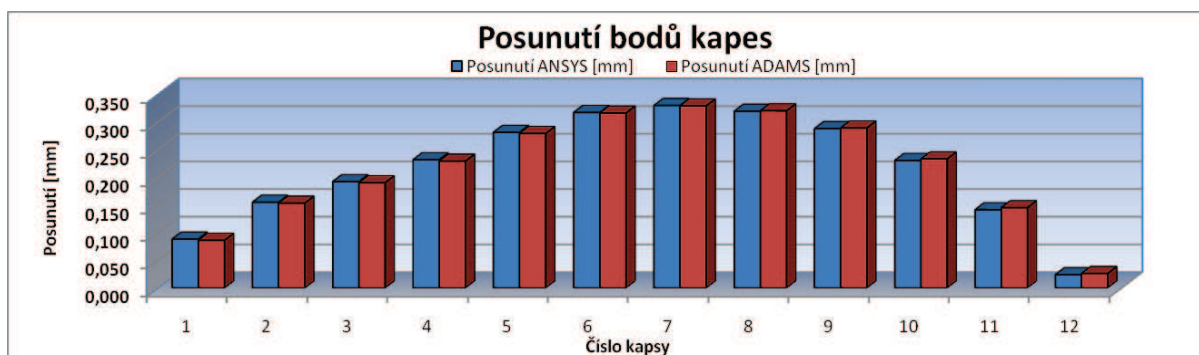
## POSUNUTÍ

V tabulce jsou porovnány hodnoty posunutí bodů na bočních plochách kapes kroužku. Rozdíl ve výsledném posunutí bodů je max. 0,003 mm, procentuální rozdíl závisí na jeho velikosti. Při vyšších hodnotách posunutí je procentuální rozdíl pod 1 %, pro malé hodnoty posunutí dosahuje rozdíl až přes 8 %.

| Číslo kapsy         | 1      | 2      | 3      | 4      | 5      | 6      | 7      | 10    | 9     | 10    | 11    | 12    |
|---------------------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|-------|-------|-------|-------|-------|
| Posunutí ANSYS [mm] | 0,088  | 0,155  | 0,192  | 0,232  | 0,281  | 0,317  | 0,330  | 0,319 | 0,288 | 0,230 | 0,141 | 0,024 |
| Posunutí ADAMS [mm] | 0,086  | 0,153  | 0,190  | 0,229  | 0,279  | 0,316  | 0,329  | 0,320 | 0,289 | 0,233 | 0,145 | 0,026 |
| Rozdíl [mm]         | -0,002 | -0,002 | -0,002 | -0,003 | -0,002 | -0,001 | -0,001 | 0,001 | 0,001 | 0,003 | 0,003 | 0,002 |
| Rozdíl [%]          | -2,547 | -1,176 | -1,083 | -1,131 | -0,705 | -0,306 | -0,164 | 0,226 | 0,393 | 1,146 | 1,889 | 8,759 |

Tabulka 25 Porovnání posunutí v char. bodech, zatížení 2N

Pro názornost jsem hodnoty posunutí vynesl do sloupcového grafu.

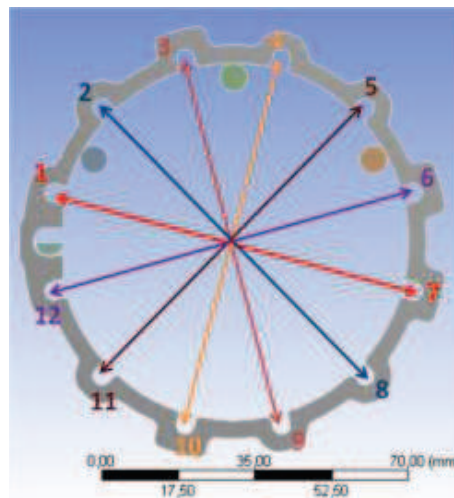


Graf 18 Porovnání posunutí v char. bodech, zatížení 2N

## DEFORMACE

Hodnoty deformace se též téměř neliší. Odchylka výpočtu v programu ADAMS od programu ANSYS je  $\pm 2$  tisíciny mm. Procentuální rozdíl opět závisí na velikosti deformace. I přes to je max. hodnota 6,7%. Pro názornost jsem přidal i obrázek měřených průměrů.

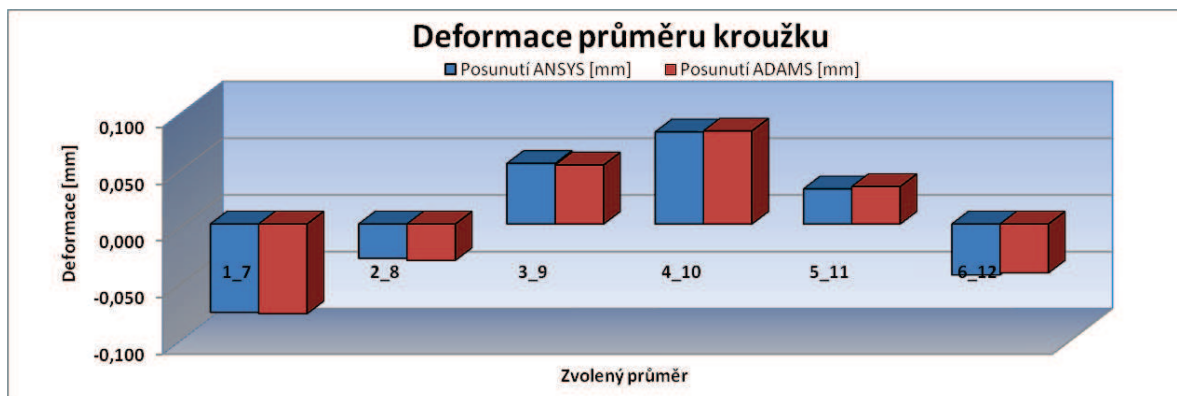
| Sledovaný průměr     | 1_7    | 2_8    | 3_9    | 4_10  | 5_11  | 6_12   |
|----------------------|--------|--------|--------|-------|-------|--------|
| Deformace ANSYS [mm] | -0,078 | -0,030 | 0,053  | 0,081 | 0,031 | -0,045 |
| Deformace ADAMS [mm] | -0,079 | -0,032 | 0,052  | 0,082 | 0,033 | -0,043 |
| Rozdíl [mm]          | -0,001 | -0,002 | -0,001 | 0,001 | 0,002 | 0,002  |
| Rozdíl [%]           | 1,584  | 6,099  | -2,646 | 1,065 | 6,655 | -3,907 |



Tabulka 26 Porovnání deformací, zatížení 2N

Obrázek 56 Deformace v char. směrech

Ve sloupcovém grafu jsou hodnoty pro větší přehlednost znázorněny.



Graf 19 Porovnání deformací, zatížení 2N

## REDUKOVANÉ NAPĚTÍ

Redukovaná napětí vyšli v obou typech výpočtů velmi podobně. Procentuální rozdíl byl 2,3%.

|              | MAX Redukované Napětí<br>[MPa] |
|--------------|--------------------------------|
| ANSYS        | 67,160                         |
| ADAMS        | 68,7                           |
| Rozdíl [MPa] | 1,54                           |
| Rozdíl [%]   | 2,3                            |

Tabulka 27 Porovnání redukovaných napětí, zatížení 2N

### 7.4.2 ZATÍŽENÍ KROUŽKU 4N

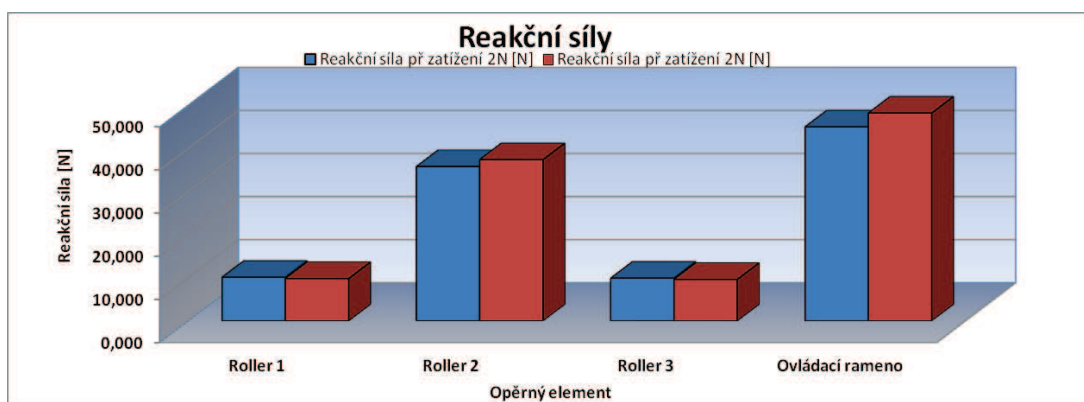
V následujících částech jsem porovnal výsledky pro zatížení kroužku silou 4N v programu ADAMS a zatížení tlakem na plochu odpovídající této síle v programu ANSYS.

## REAKČNÍ SÍLY

V porovnání se zatížením 2 N, kde se reakční síly téměř shodovali, je vidět nárůst rozdílu vypočtené reakční síly. Vyšší odchylka výpočtu v programu ADAMS může být způsobena i komplexnějším rozložením reakčních sil. Při zatížení 2N se kroužek opíral pouze ve dvou bodech, zatím co při zvýšení zatížení se dostává do kontaktu i se zbylými dvěma opěrnými válečky a výpočet se tím stává obtížnějším a tím pádem i více nepřesným. Procentuální rozdíl na ovládacím rameni činí již 7%, což už není zanedbatelná hodnota.

| Opěrné těleso          | Roller 1 | Roller 2 | Roller 3 | Ovládací rameno |
|------------------------|----------|----------|----------|-----------------|
| Reakční síla ANSYS [N] | 10,100   | 35,800   | 9,900    | 45,00           |
| Reakční síla ADAMS [N] | 9,800    | 37,400   | 9,600    | 48,20           |
| Rozdíl [N]             | -0,300   | 1,600    | -0,300   | 3,20            |
| Rozdíl [%]             | -2,970   | 4,469    | -3,030   | 7,11            |

Tabulka 28 Porovnání reakčních sil, zatížení 4N



Graf 20 Porovnání reakčních sil, zatížení 4N

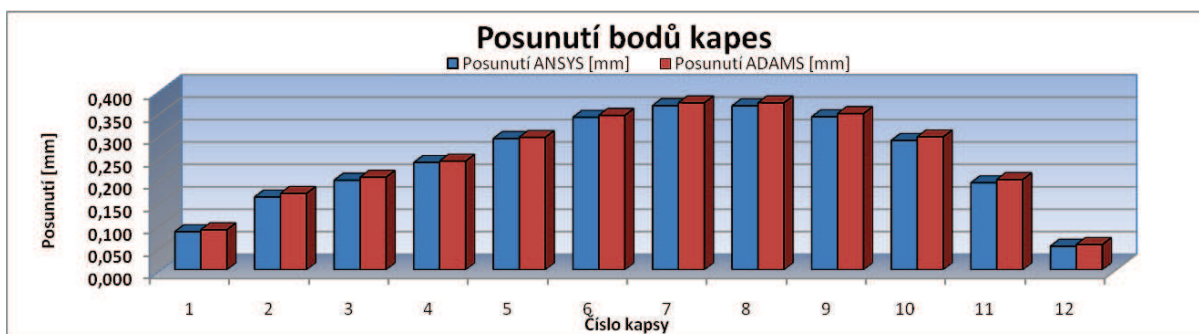


## POSUNUTÍ

| Číslo kapsy         | 1     | 2     | 3     | 4     | 5     | 6     | 7     | 8     | 9     | 10    | 11    | 12    |
|---------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| Posunutí ANSYS [mm] | 0,085 | 0,162 | 0,200 | 0,239 | 0,292 | 0,340 | 0,366 | 0,365 | 0,341 | 0,288 | 0,194 | 0,052 |
| Posunutí ADAMS [mm] | 0,089 | 0,170 | 0,206 | 0,242 | 0,295 | 0,344 | 0,372 | 0,372 | 0,348 | 0,296 | 0,201 | 0,056 |
| Rozdíl [mm]         | 0,004 | 0,008 | 0,006 | 0,003 | 0,003 | 0,004 | 0,006 | 0,007 | 0,007 | 0,008 | 0,007 | 0,004 |
| Rozdíl [%]          | 4,82  | 4,86  | 3,23  | 1,34  | 0,85  | 1,25  | 1,68  | 1,84  | 2,10  | 2,72  | 3,79  | 6,74  |

Tabulka 29 Porovnání posunutí v char. bodech, zatížení 4N

Odchylka od výsledků posunutí při výpočtu v programu ADAMS od výpočtu v programu ANSYS se oproti zatížení 2N též zvýšila jak je vidět za tabulky. Tento nárůst je dán už na základě vyšší odchylky reakčních sil. Stále se ale pohybujeme většinou v toleranci do 5%, výjimku tvoří posunutí 12-té kapsy, kde procentuální rozdíl přesahuje 6%, tento nárůst je ale zkrácen velmi malou hodnotou posunutí, skutečný rozdíl v milimetrech je spíše menší vzhledem k rozdílům na ostatních kapsách.



Graf 21 Porovnání posunutí v char. bodech, zatížení 4N

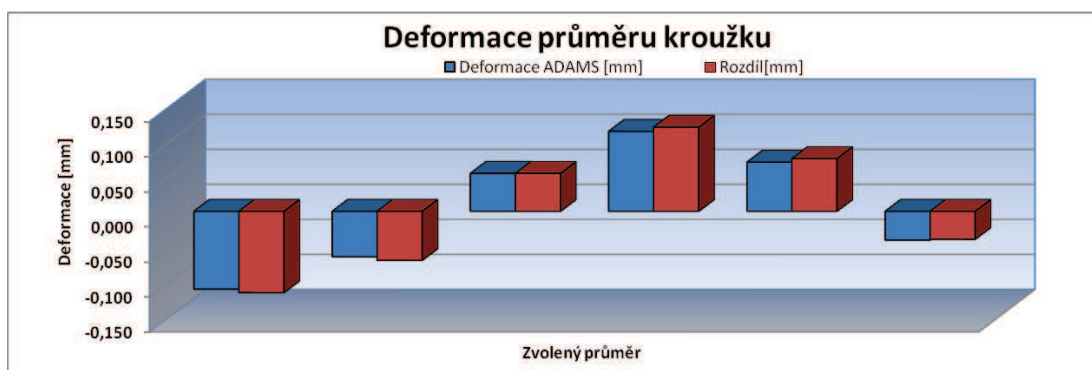
## DEFORMACE

Procentuální rozdíl je opět vyšší než v případě zatížení 2 N, maximální jmenovitá hodnota je ale stále velmi nízká (5 tisícín mm) což odpovídá max. 7.7% rozdílu. Dle mého názoru je to opět velmi přesný výsledek výpočtu v programu ADAMS.

| Číslo kapsy          | 1_7    | 2_8    | 3_9    | 4_10  | 5_11  | 6_12   |
|----------------------|--------|--------|--------|-------|-------|--------|
| Deformace ANSYS [mm] | -0,111 | -0,065 | 0,054  | 0,114 | 0,070 | -0,041 |
| Deformace ADAMS [mm] | -0,116 | -0,070 | 0,054  | 0,120 | 0,075 | -0,040 |
| Rozdíl [N]           | -0,005 | -0,005 | 0,000  | 0,006 | 0,005 | 0,001  |
| Rozdíl [%]           | 4,505  | 7,692  | -0,253 | 5,212 | 7,143 | -2,693 |

Tabulka 30 Porovnání deformací, zatížení 4N





Graf 22 Porovnání deformací, zatížení 4N

### REDUKOVANÉ NAPĚTÍ

Rozdíl v redukovaném napětí je opět vyšší než v případě zatížení 2 N ale rozdíl není stále příliš veliký.

|             | MAX Redukované Napětí |
|-------------|-----------------------|
| ANSYS       | 115,900               |
| ADAMS       | 108,000               |
| Rozdíl[MPa] | -7,900                |
| Rozdíl [%]  | -6,816                |

Tabulka 31 Porovnání redukovaných napětí, zatížení 2N

## 7.5 ZHODNOCENÍ KORELACE VÝPOČTŮ

Srovnání všech dopadlo ve všech směrech nad počáteční očekávání. Výsledky obou typů výpočtů byly téměř ve všech případech téměř totožné, nebo s velice malým rozdílem. Procentuální rozdíl vypočtených hodnot v MBS systému ADAMS s pružnými tělesy od vypočtených hodnot pomocí MKP systému ANSYS byl v drtivé většině do pěti procent. V některých případech byl rozdíl vyšší, ale i přesto nepřesáhl 8 procent.

Jelikož počáteční podmínky i silové zatížení byly v obou výpočtech stejné, mohu prohlásit, že výpočty deformací a napjatosti pomocí pružných těles vcelku přesně kopírují výsledky metody MKP nejen při zatěžování a uchycení pružných těles v místech přípojných bodů, ale i při omezení kontaktními vazbami a jejich reakčními silami. Tento závěr může být velmi užitečný při analýzách složitějších dynamických systémů, kde je výhodné součásti silně namáhané komplexním zatížením, jejichž deformace může mít velký vliv a chování celé soustavy, použít jako pružná tělesa a tím lépe analyzovat chování systému a výrazně zpřesnit výsledky výpočtů.

Jako příklad je se tedy nabízí VNT mechanismus, kde deformace rozváděcího kroužku může mít velký vliv na chování soustavy jako například natočení rozváděcích lopatek a s tím spojené průtočné průřezy nebo silové reakce v opěrných bodech a tedy různé hodnoty ovládací síly mechanismu. Aplikace pružného rozváděcího kroužku na VNT mechanismus a porovnání s tuhýmrozváděcím kroužkem je popsána v následující kapitole.

## 8 VÝPOČET VNT MODELU

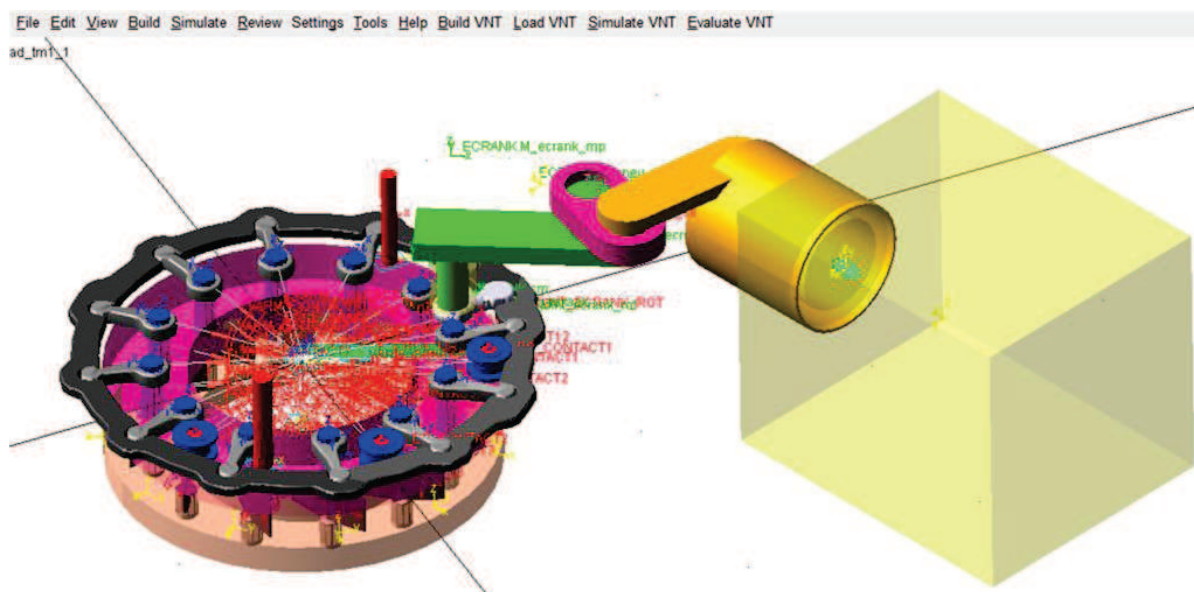
Poznatky z předchozího ověření přesnosti výpočtů deformací a napjatosti v MBS s pružným tělesem rozváděcího kroužku jsem aplikoval na celý model VNT mechanismus a jeho dynamickou analýzu. V této části své práce jsem použil dosavadní způsob simulace VNT mechanismu v systému ADAMS, kde jsou všechny komponenty brány jako tuhá tělesa a tedy jejich deformace zanedbány a porovnal jej s výpočtem využívající pružné těleso rozváděcího kroužku.

Vyhodnocoval jsem vliv deformace rozváděcího kroužku na některé důležité parametry, které ovlivňují přesnost této regulace jako je poloha (natočení) lopatek či reakční síly a z nich plynoucí ovládací síla.

Výpočty jsem provedl na šabloně sloužící právě k simulaci VNT mechanismu, upravené pro porovnání s optickým měřením popsáném v závěrečné kapitole této práce.

### 8.1 POPIS ŠABLONY VNT MODELU

Šablona je vytvořená přidáním makry a umožňuje sestavení modelu VNT mechanismu podle zadaných parametrů, importovat geometrii složitějších součástí, které nejsou parametricky zadane (lopatky, ramena lopatek, hlavní vstupní rameno a rozváděcí kroužek). Na obrázku 58 je zobrazen celý model VNT mechanismu v systému ADAMS.



Obrázek 57 Model VNT mechanismu v programu ADAMS

Makra přidávají 4 karty na nástrojovou lištu jak je vidět na obrázku. Jsou to karty následující za kartou „Help“. Zde jsem shrnul jak základní postup při vytváření modelu VNT mechanismu, jeho výpočtu a vyhodnocení pomocí této šablony.

#### BUILD VNT

V nabídce této karty se vytváří veškerá geometrie VNT mechanismu. Obsahuje několik položek.



- ✚ Rings, Rollers, Pads, U-Ring
  - Okno s nastavením a improtu geometrie VNT
- ✚ Crank – Vanes
  - Nastavení hlavního ovládacího ramene, ramen lopatek a lopatek samotných.
- ✚ VTN Possition, Range
  - Nastavení počátečního natočení mechanismu, a rozsahu jeho pohybu.
- ✚ REA
  - Nastavení rotačního elektrického aktutátoru
- ✚ LEA
  - Nastavení lineárního elektrického aktuátoru
- ✚ Vacuum actuator
  - Nastavení vakuového elektrického aktuátoru
- ✚ STOP Pins
  - Nastavení dorazu polohy mechanismu
- ✚ RSU
  - Nastavení vratné pružinové jednotky

## LOAD VNT

V této kartě se importuje aero zatížení, které je aplikováno na jednotlivé lopatky.

## SIMULATE VNT

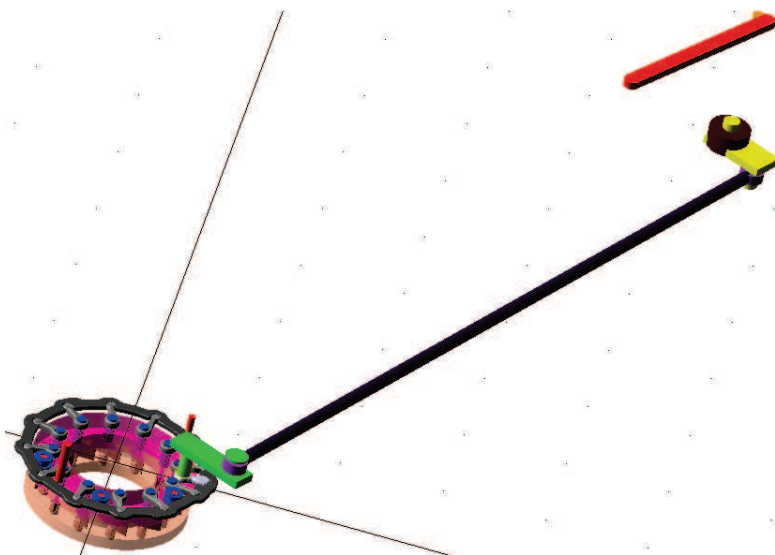
V této kartě se nastavují koeficienty tření definovaných kontaktních párů, jednotlivé vazby, nastavení výpočtu a nastavení ovládacího pohybu aktuátoru.

## EVALUATE VNT

Zde se jednoduše vytvářejí grafy silového zatížením, kontaktů, polohy atd.

## 8.2 MBS MODEL TESTOVACÍHO PŘÍPRAVKU




Pro potřeby výpočtů a simulací na testovacím přípravku (popsaném v kapitole optického měření) byl již v minulosti vytvořen kinematický model. Zde byl rotační aktuátor upraven, aby kopíroval ovládání pomocí elektromotoru a převodové páky (dle vyrobeného testovacího přípravku). Dále bylo upraveno natočení lopatek do pozice odpovídající umístění VNT mechanismu v testovacím přípravku. Aero zatížení jsem nastavil, aby odpovídalo síle předpětí na nastavovacích pružinách. Na obrázku 59 je model VNT mechanismu, spolu s upraveným rotačním ovládáním přes převodovou páku.



Obrázek 58 VNT model upravený podle testovacího přípravku



Před výpočtem bylo třeba nastavit tyto parametry:

-  Nastavení rozměrů použitého hardwaru - počet lopatek, průměry nosných kroužků (Insert Ring, Nozzle Ring), počet a umístění opěrných válečků (Rollerů)
-  Import geometrie ramen lopatek, hlavního ovládacího ramene, rozváděcího kroužku
-  Nastavení aero zatížení (předpětí pružin)

Rozměry jsem odečetl z modelu v programu CATIA, z programu CATIA jsem také exportoval modely pro import ve formátu „parasolid“, které jsem naimportoval do modelu ADAMS. Aero zatížení jsem nastavil podle výpočtů sil a momentů v další kapitole (8,75 radiální síla a 15Nmm točivý moment na každé lopatce)

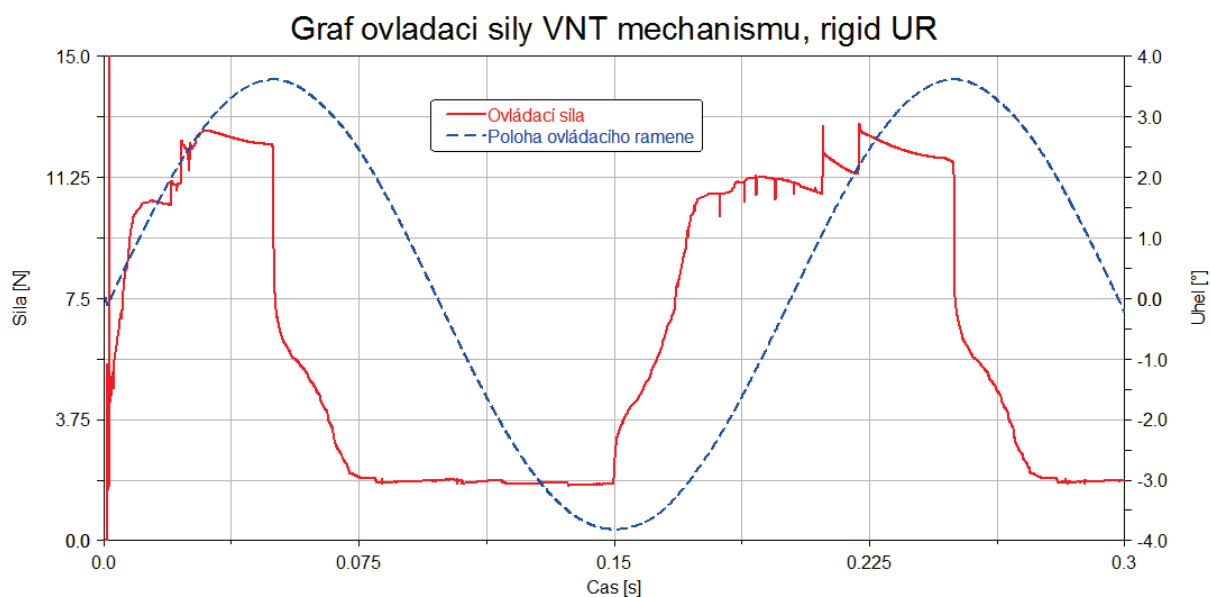
### 8.3 VÝPOČET A POROVNÁNÍ VÝSLEDKŮ

Výpočet jsem nastavil na tři periody ovládacího pohybu, který simuloval skutečný pohyb ovládacího elektromotoru přes převodovou páku. Tento pohyb natáčel ovládacím ramenem v rozsahu  $\pm 4^\circ$ . V uvedených grafech jsem pro větší přehlednost omezil zobrazení na 1.5 periody. V každé grufu je pro orientaci uveden sinusový průběh polohy ovládacího ramene. Při pohybu ovládacího ramene směrem do kladných úhlových hodnot se mechanismu natáčí proti směru zatěžujícího momentu na lopatkách, zde roste zatížení kroužku a tedy i jeho deformace. Při pohybu opačným směrem je rozváděcí kroužek odlehčován, zde budou rekační síly i síla ovládací minimální.

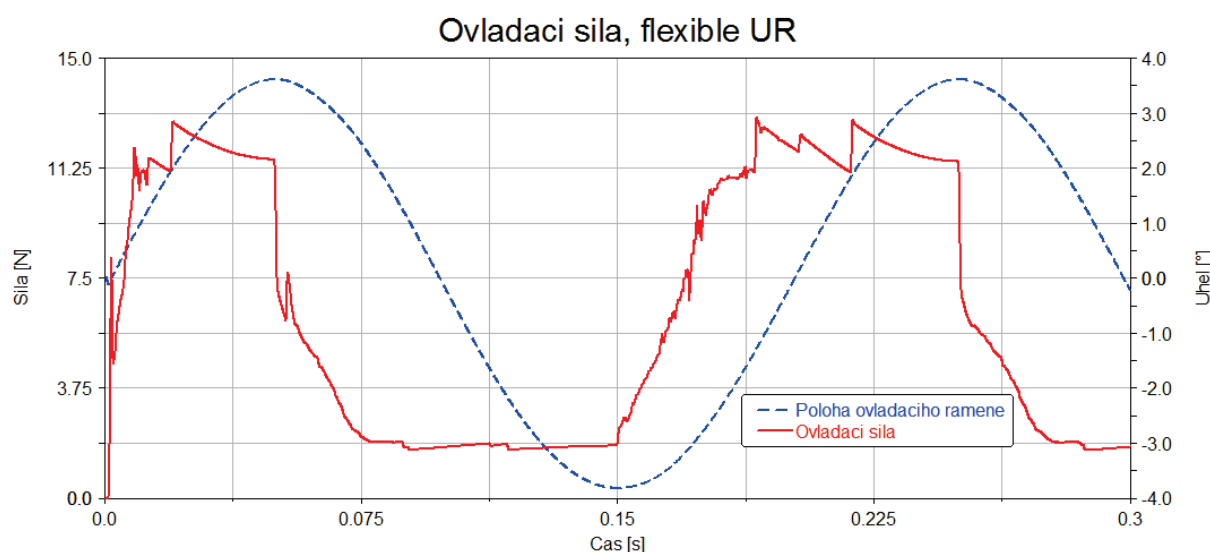
Oba výpočty (s tuhým i pružným kroužkem) měly stejné vstupní parametry. Doba výpočtu s tuhým rozváděcím kroužkem (rigid UR) byla cca 5hod. Po náhradě tuhého rozváděcího kroužku za pružný (flexible UR) se doba výpočtu zněkolikanásobila na hodnotu cca 40 hod.

#### OVÁDACÍ SÍLA

Jako první jsem vyhonotil rozdíl v ovládacích silách.





*Graf 23 Ovládací síly VNT mechanismu s tuhým rozváděcím kroužkem*



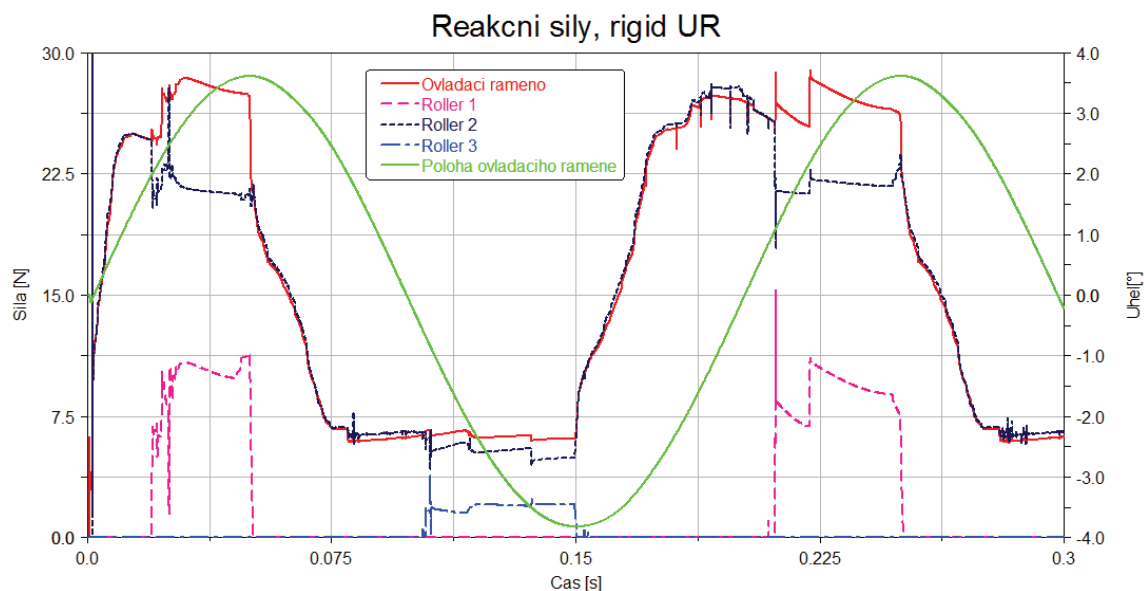
*Graf 24 Ovládací síly VNT mechanismu s pružným rozváděcím kroužkem*

Maximální hodnota ovládacích sil je prakticky v obou případech stejná. Zde jsou jejich hodnoty:

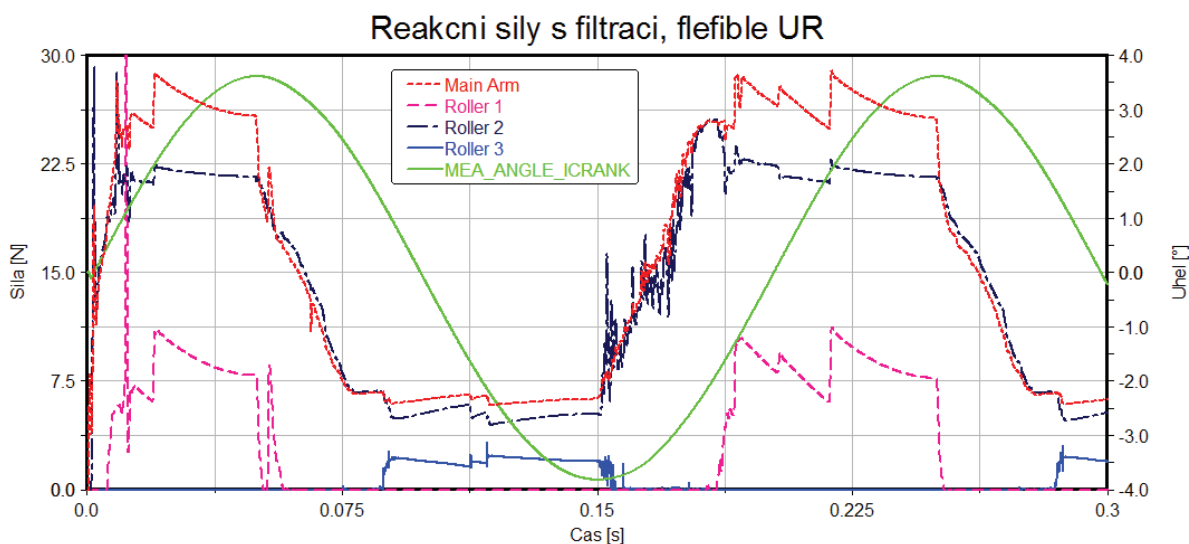
|   |         |
|---|---------|
|  S tuhým rozváděcím kroužkem   | 12,92 N |
|  S pružným rozváděcím kroužkem | 12,98 N |

Jejich průběh se ovšem liší v náběžné části. Při výpočtu s pružným kroužkem je maximální hodnota síly dosažena dříve a po delší dobu. Tuto změnu vyvolá jiné silové rozložení na opěrných bodech způsobené deformací kroužku. Rozdílné silové zatížení můžeme vidět níže.

## REAKČNÍ SÍLY



Graf 25 Reakční síly s tuhým rozváděcím kroužkem



Graf 26 Reakční síly s pružným rozváděcím kroužkem

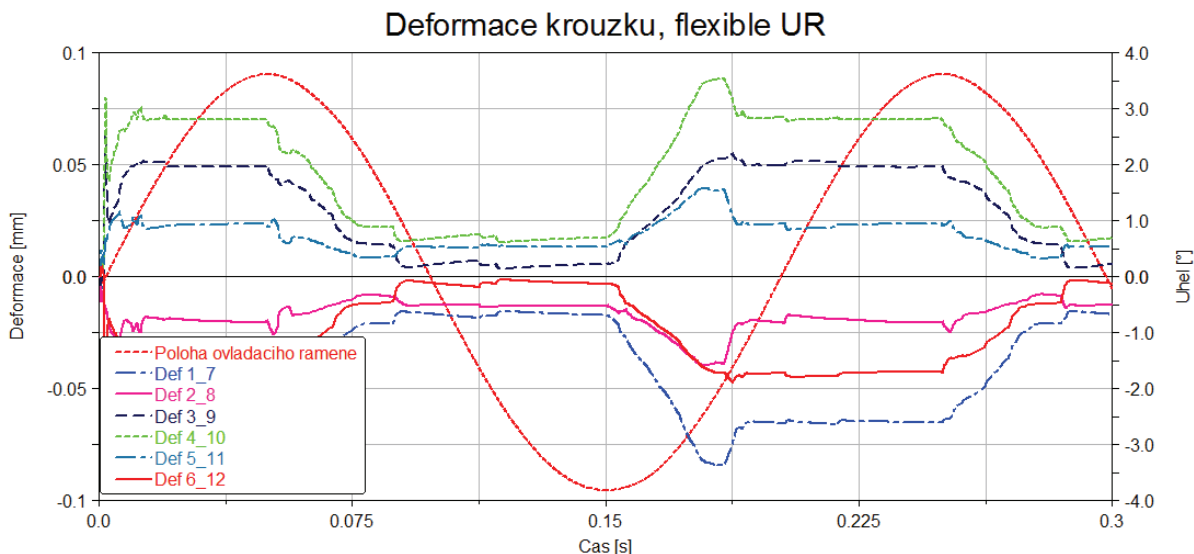
Reakční síly mají v obou případech obě téměř totožné maximální hodnoty. Při porovnání jejich průběhů vidíme důsledek deformace takový, že Roller 1 se dostává do kontaktu s kroužkem dříve. To způsobí i dřívější snížení reakční síly na Roller 2, ovšem i dřívější nárůst ovládací síly v důsledku vyšších třecích sil. Je zde vidět i malý rozdíl v délce trvání kontaktu s Rollerem 3. Když se ohlédneme za provedenými statickými výpočty, tak při stejném zatížení je zde v kontaktu s kroužkem i Roller 1. To má za následek snížení reakční síly na Roller 2.

### DEFORMACE PRUŽNÉHO KROUŽKU

V grafu 26 je zobrazena deformace vyhodnocená stejným způsobem jako v části statických výpočtu na rozváděcím kroužku. V grafu je vidět značný nárůst deformace už na začátku pohybu kroužku proti zatěžujícímu momentu. Deformace naběhne na maximální hodnotu ze



kteřé opět spadne na nižší hodnotu a na té vytrvá zbytek pohybu proti zatěžující síle. Po odlehčení deformace klesá na minimum.



Graf 27 Deformace pružného rozváděcího kroužku

V tabulce 32 jsem porovnal deformaci vypočtenou během statické a dynamické simulace. Při dynamické simulaci jsem zvolil ustálené hodnoty deformace. Toto porovnání je čistě orientační, jelikož zatížení není vázáno silou přes přípojný bod, ale jako kontaktní síla od ramene lopatky. Přesná pozice rozváděcího kroužku je tedy vymezena nejen opěrnými body, ale i kontakty s rameny lopatek. Obecně jsou hodnoty deformace nižší. Hlavní důvod je opření kroužku o Roller 1, což způsobí rozložení kontaktních sil ze 2 opěrných bodů (statická simulace) na tři opěrné body, snížení reakčních sil a snížení deformace.

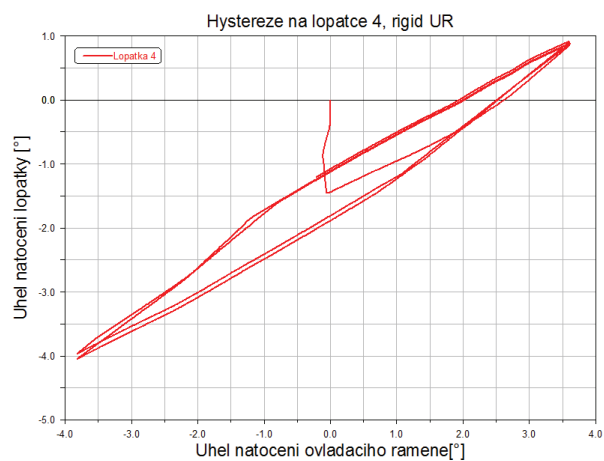
| Číslo kapsy                      | 1_7    | 2_8    | 3_9   | 4_10  | 5_11  | 6_12   |
|----------------------------------|--------|--------|-------|-------|-------|--------|
| Deformace statická simulace [mm] | -0,079 | -0,032 | 0,052 | 0,082 | 0,033 | -0,043 |
| Deformace dynamická simulace[mm] | -0,071 | -0,024 | 0,048 | 0,072 | 0,023 | -0,042 |

Tabulka 32 Srovnání statické a dynamické simulace

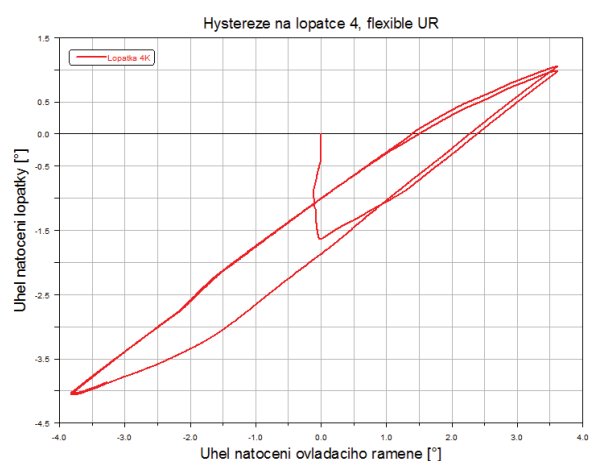
## HYSTEREZE NATOČENÍ LOPATEK

Deformace kroužku ovlivní i hysteretní křivky natočení lopatek. Hysteretní křivka natočení lopatky popisuje úhel jejího natočení v závislosti na natočení ovládacího ramene. Silové zatížení a vůle v mechanismu způsobí, že při pohybu proti silovému zatížení a při odlehčování je natočení lopatky při stejném natočení ovládacího ramene různé. V následujících grafech jsem porovnal hysteretní křivky na lopatkách s nejvyšší hysterezí vypočtené s tuhým a pružným rozváděcím kroužkem.

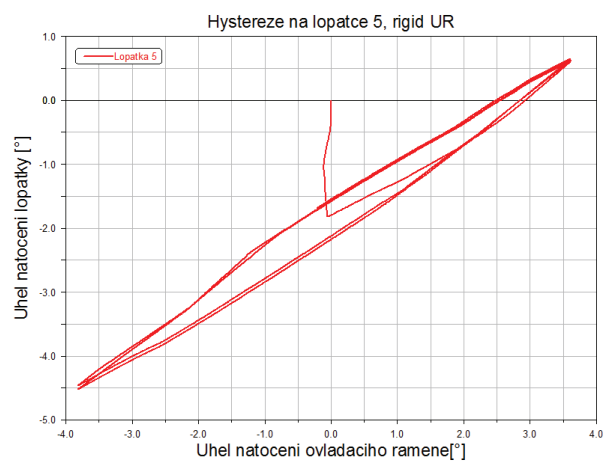
Při porovnání křivek stejných lopatek s použitím tuhého a pružného rozváděcího kroužku, je na první pohled vidět že i takto malá deformace výrazně zvýší hysterezi natočení lopatky VNT mechanismu.



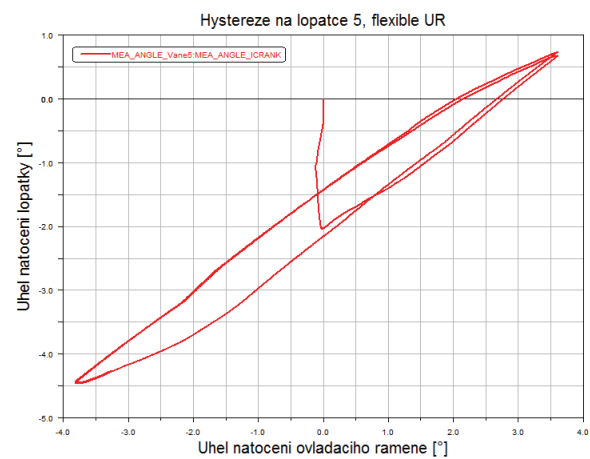
Graf 28 Hystereze lopatky 4, tuhý kroužek



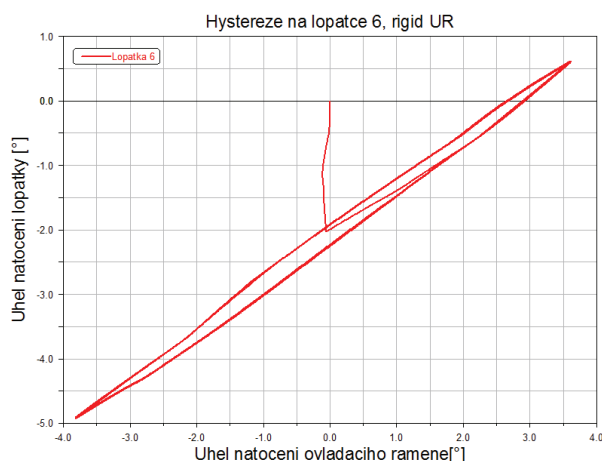
Graf 29 Hystereze lopatky 4, pružný kroužek



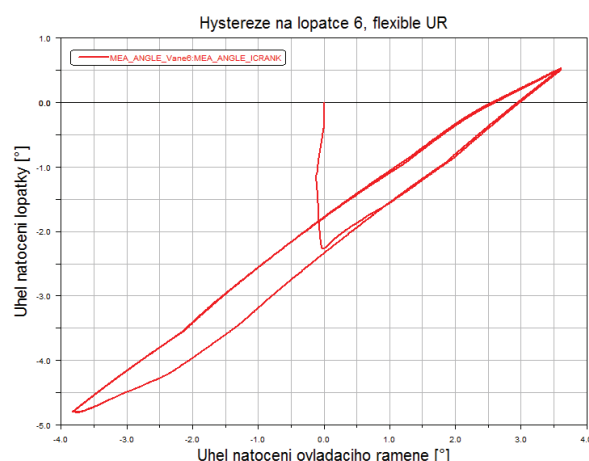
Graf 30 Hystereze lopatky 5, tuhý kroužek



Graf 31 Hystereze lopatky 5, pružný kroužek



Graf 32 Hystereze lopatky 6, tuhý kroužek



Graf 33 Hystereze lopatky 6, pružný kroužek

### 8.3.1 ZHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ

Při vyhodnocování parametrů se ukázalo, že při simulacích dynamiky VNT mechanismu má deformace rozváděcího kroužku nezanedbatelný vliv na vypočtené hodnoty parametrů VNT mechanismu a to i při nízkých deformacích. V těchto simulacích bylo použito malé zatížení, odpovídající zatížení od pružin, aby bylo možné porovnat výsledky s provedeným opickým měřením deformace.

Při použití relálních hodnot aero zatížení lopatek VNT mechanismu, vypočtených například při CFD simulaci proudění, by zatěžující síly byly vyšší. Při vyšších hodnotách zatížení by se zvýšila i deformace a z ní plynoucí vyšší hystereze lopatek.

Použití pružných těles při simulacích VNT mechanismu je tedy správný krok směrem ke zpřesnění výsledků a přesnějšího popisu pohybu VNT mechanismu.



## 9 EXPERIMENTÁLNÍ OVĚŘENÍ

Tato kapitola nemůže být zveřejněna, protože podléhá utajení.



## ZÁVĚR

Cílem této práce bylo provést analýzu tuhosti rozváděcího mechanismu turbodmychadla pomocí výpočtů MKP a MBS s využitím pružných těles a porovnat tyto výpočty s naměřenými hodnotami. Jelikož úlohy s využitím pružných těles zatížených kontaktními silami jsou vcelku ojedinělé, vlastnosti chování pružných těles zatížených v kontaktu jsem si ověřil na jednoduchém výpočtu nosníku. Výsledky deformací jsem porovnal s výpočtem nosníku metodou MKP v systému ANSYS. Výsledky průhybů nosníku se téměř shodovaly. Prohlásil jsem velmi přesnou shodu jednotlivých typů výpočtů a přešel jsem na statickou analýzu rozváděcího kroužku VNT mechanismu.

Rozváděcí kroužek jsem analyzoval pro dva zátěžné stavy. Nejdříve jsem provedl výpočty v systému MKP ANSYS. Zde jsem pro zjednodušení zatížil kroužek tlakem na plochu. Obdobný výpočet jsem provedl v MBS ADAMS s pružným rozváděcím kroužkem. Zatížení bylo realizováno silou, rozdělenou přes přípojný bod propojený pomocí vazeb CE rigid region se stejnou plochou. Vyhodnotil jsem silové reakce, posunutí, deformace a redukovaná napětí. Hodnoty vypočtené v MBS jsem opět porovnal se systémem MKP. Z porovnání vyplývá, že výpočty s pružnými tělesy dávají téměř shodné výsledky jako výsledky MKP výpočtů. Je ovšem důležité zmínit, že velkou roli na shodnosti MBS s pružnými tělesy a MKP výpočtů má samotná tvorba pružného tělesa v MKP systému. Vytvoření přípojných bodů a vyztužení nesmí ovlivňovat vlastní frekvence modelu. Jedině tak dosáhneme stejných výsledků.

Výpočty s pružnými tělesy mají hlavní význam při simulacích chování větších dynamických systémů, kde deformace jednoho nebo více zatížených těles může mít nezanedbatelný vliv na výsledky celého systému. Jako ukázkou jsem provedl výpočet na celém VNT mechanismu a dokázal, že při využití pružného tělesa je možné přesněji vystihnout průběh reakčních sil a z nich pramenící ovládací síly. Použití pružného tělesa také lépe popisuje hysterezi natočení jednotlivých lopatek, která má velký vliv na regulaci turbodmychadla. Hlavní nevýhoda použití pružných těles je náročnější příprava modelu (resp. pružného tělesa) a zněkolikanásobení výpočtového času.

Poslední část závěru nemůže být zveřejněna, protože podléhá utajení.



## POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] HOFMANN, K. *Alternativní pohony*. [online]. Studijní opory, VUT FSI Brno. 73 s. [cit. 2013-05-10]. Dostupné z: <<http://www.iae2.fme.vutbr.cz/opory/Alt.pohony.pdf>>.
- [2] BARTONÍČEK, L. *Přepřínování pístových spalovacích motorů*. [online]. Studijní opory, Technická univerzita v Liberci, 2004, 76 s. [cit. 2013-05-12]. Dostupné z: <<http://www.ksd.tul.cz/studenti/texty/PZP-preplnovani-PSM.pdf>>.
- [3] HOFMANN, K. *Turbodmychadla, vozidlové turbíny a ventilátory: Přepřínování spalovacích motorů*. 2. vyd. VUT Brno : SNTL, 1985. 134 s.
- [4] *Zvyšování výkonu, Turbodmychadla*. [online]. Studijní opory, VUT FSI Brno. [cit. 2013-05-7]. Dostupné z: <[http://www.iae.fme.vutbr.cz/opory/prislusenstvi/prisl\\_prez\\_2007/zvys\\_vykonu\\_turbodmychadla.ppt](http://www.iae.fme.vutbr.cz/opory/prislusenstvi/prisl_prez_2007/zvys_vykonu_turbodmychadla.ppt)>.
- [5] *GARRETT Turbochargers* [online]. 2013 [cit. 2013-12-28]. Dostupné z: <<http://www.turbobygarrett.com>>.
- [6] HOLSET- Výrobce turbodmychadel. [online]. [cit. 2013-05-1]. Dostupné z: <[http://www.holset.co.uk/mainsite/files/2\\_5-turbocharger%20technology.php](http://www.holset.co.uk/mainsite/files/2_5-turbocharger%20technology.php)>.
- [7] HORNER, B. *Variable turbines*. Honeywell, 2005. 78 s.D
- [8] TOMANEC,F.ŽATKO,M. ANSYS-ADAMS Interface Users Guide, Honeywell,2011,30s.D
- [9] MSC Software. MSC. ADAMS/Solver C++ User's Manual 2008, 2008





## SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

|            |                       |   |
|------------|-----------------------|---|
| $2_x$      | [mm]                  | x-ová souřadnice bodu 2                     |
| $2_y$      | [mm]                  | y-ová souřadnice bodu 2                     |
| $8_x$      | [mm]                  | y-ová souřadnice bodu 8                     |
| $8_y$      | [mm]                  | y-ová souřadnice bodu 8                     |
| $a$        | [mm]                  | vzdálenost působící síly od vetknutí        |
| $E$        | [MPa]                 | modul pružnosti v tahu (Yangův modul)       |
| $F$        | [N]                   | zatěžující síla                             |
| $f$        | [Hz]                  | frekvence                                   |
| $F_1$      | [N]                   | zatěžující síla 1                           |
| $F_1$      | [N]                   | ovládací síla                               |
| $f_{1K}$   | [Hz]                  | frekvence vybuzení skokovou silou           |
| $F_2$      | [N]                   | zatěžující síla 2                           |
| $F_2$      | [N]                   | měřená síla                                 |
| $f_{2K}$   | [Hz]                  | frekvence vybuzení skokovou silou           |
| $f_{3K}$   | [Hz]                  | frekvence vybuzení skokovou silou           |
| $F_m$      | [N]                   | síla momentové pružiny                      |
| $F_r$      | [N]                   | síla radiální pružiny                       |
| $H_u$      | [J.kg <sup>-1</sup> ] | dolní výhřevnost použitého paliva           |
| $i$        | [-]                   | počet válců                                 |
| $J$        | [mm <sup>4</sup> ]    | kvadratický moment                          |
| $K_m$      | [N.mm <sup>-1</sup> ] | tuhost momentové pružiny                    |
| $k_r$      | [N.mm <sup>-1</sup> ] | síla momentové pružiny                      |
| $l$        | [mm]                  | délka nosníku                               |
| $M$        | [-]                   | číslo vlastního tvaru                       |
| $M_{Amax}$ | [Nmm]                 | ohybový moment                              |
| $M_m$      | [N.mm]                | zatěžující moment                           |
| $m_z$      | [kg]                  | hmotnost čerstvé náplně ve válci            |
| $n$        | [s <sup>-1</sup> ]    | otáčky motoru                               |
| $P$        | [MPa]                 | tlak na plochu                              |
| $p_e$      | [Pa]                  | střední efektivní tlak                      |
| $P_e$      | [W]                   | efektivní výkon                             |
| $p_e$      | [Pa]                  | střední efektivní tlak na píst              |
| $p_{pl}$   | [Pa]                  | tlak plnicího vzduchu                       |
| $q_i$      | [-]                   | modální souřadnice (měřítko nebo amplituda) |
| $r_1$      | [mm]                  | rameno ovládací síly                        |
| $r_2$      | [mm]                  | rameno měřené síly                          |



|             |                      |  |
|-------------|----------------------|--|
| $r_p$       | $[J.kg^{-1}.K^{-1}]$ | měrná plynová konstanta plicího vzduchu                  |
| $S_A$       | $[mm^2]$             | plocha kroužku A   |
| $S_B$       | $[mm^2]$             | plocha kroužku B   |
| $T$         | $[s^{-1}]$           | perioda  |
| $T_{1K}$    | $[s^{-1}]$           | perioda kmitání vybuzeé skokovou silou                   |
| $T_{2K}$    | $[s^{-1}]$           | perioda kmitání vybuzeé skokovou silou                   |
| $T_{5K}$    | $[s^{-1}]$           | perioda kmitání vybuzeé skokovou silou                   |
| $T_B$       | $[N]$                | posouvající síla   |
| $T_{pl}$    | $[K]$                | teplota plicího vzduchu                                  |
| $U_{2x}$    | $[mm]$               | x-ová souřadnice posunutí bodu 2                         |
| $U_{2y}$    | $[mm]$               | y-ová souřadnice posunutí bodu 2                         |
| $U_{8x}$    | $[mm]$               | x-ová souřadnice posunutí bodu 8                         |
| $U_{8y}$    | $[mm]$               | y-ová souřadnice posunutí bodu 8                         |
| $V_H$       | $[m^3]$              | zdvihový objem   |
| $V_H$       | $[m^{-3}]$           | zdvihový objem jednoho válce                             |
| $X_m$       | $[mm]$               | stlačení momentové pružiny                               |
| $x_r$       | $[mm]$               | stlačení radiální pružiny                                |
| $\eta_i$    | $[-]$                | indikovaná účinnost motoru                               |
| $\eta_m$    | $[-]$                | mechanická účinnost motoru                               |
| $\eta_{pl}$ | $[-]$                | plnicí účinnost motoru                                   |
| $\lambda_z$ | $[-]$                | spalovací součinitel přebytku vzduchu                    |
| $\mu$       | $[-]$                | počet stupňů volnosti                                    |
| $\nu$       | $[-]$                | počet stupňů volnosti odebraných vazbou                  |
| $\rho_{pl}$ | $[kg.m^{-3}]$        | hustota plicího vzduchu                                  |
| $\rho_{pl}$ | $[kg.m^{-3}]$        | hustota plicího vzduchu                                  |
| $\sigma_t$  | $[-]$                | teoretický směšovací poměr vzduchu a paliva              |
| $\tau$      | $[-]$                | taktnost motoru (dvoudobý motor = 1, čtyřdobý motor = 2) |
| $\varphi_B$ | $[^\circ]$           | natočení   |
| $\varphi_i$ | $[-]$                | vlastní tvar   |



## SEZNAM OBRÁZKŮ

|  |    |
|--|----|
| Obrázek 1 Schéma umístění a funkce turbodmychadla [5] .....                                    | 14 |
| Obrázek 2 Řez hlavními částmi turbodmychadla [5] .....   | 15 |
| Obrázek 3 Princip kompresoru [5] .....   | 15 |
| Obrázek 4 Řez kompresorovou částí [5] .....  | 15 |
| Obrázek 5 Centrální část a její řez [5] .....  | 16 |
| Obrázek 6 Řez turbínovou částí [5] .....   | 16 |
| Obrázek 7 Řez turbodmychadlem s obtokovým ventilem [4] .....                                   | 17 |
| Obrázek 9 VNT regulace spolu s regulací obtokovým ventilem [4] .....                           | 18 |
| Obrázek 8 Řez turbodmychadlem s regulací natáčením směrové klapky[1] .....                     | 18 |
| Obrázek 10 Turbodmychadlo s regulací změno šířky statoru turbíny [6] .....                     | 19 |
| Obrázek 11 Hlavní součásti VNT mechanismu [7] .....  | 20 |
| Obrázek 12 20ti uzlový prvek SOLID 186 a jeho deformované tvary .....                          | 22 |
| Obrázek 13 Naznačení principu skládání vlastních tvarů [8] .....                               | 25 |
| Obrázek 14 Schéma vazebních a normálních módů [8] .....  | 25 |
| Obrázek 15 Příklad použití vazby Constraint Equation – rigid region [8] .....                  | 27 |
| Obrázek 16 Schéma kontaktního zatížení nosníku opěrným válečkem .....                          | 28 |
| Obrázek 17 Náhrada kontaktní síly .....  | 28 |
| Obrázek 18 Průběh VVU na zatíženém nosníku .....   | 29 |
| Obrázek 19 Kontaktní plochy nosníku .....  | 30 |
| Obrázek 20 Výpočtový model nosníku a válce .....   | 31 |
| Obrázek 21 Model vysíťovaný pravidelnou sítí o délce hrany elementu 0,5mm .....                | 32 |
| Obrázek 22 Posun válce po délce nosníku .....  | 32 |
| Obrázek 23 Přípojný bod a vazby CE rigid region .....  | 34 |
| Obrázek 24 První vlastní tvar a vlastní frekvence 327 Hz; Dominantní ohybové namáhání .....    | 35 |
| Obrázek 25 Druhý vlastní tvar a vlastní frekvence 2034,9 Hz; Dominantní ohybové namáhání ..... | 35 |
| Obrázek 26 Zatížení nosníku skokovou silou .....   | 36 |
| Obrázek 27 Model programu ADAMS .....  | 37 |
| Obrázek 28 Vazby a vnesený pohyb pro plynulý pohyb nosníku .....                               | 38 |
| Obrázek 29 Silové zatížení a opěrné body na rozváděcím kroužku .....                           | 42 |
| Obrázek 30 Zkoumané směry deformací .....  | 43 |
| Obrázek 31 Model kroužku v modeláři ANSYS .....  | 44 |
| Obrázek 32 Kontaktní plocha mezi kroužkem a ovládacím ramenem .....                            | 45 |
| Obrázek 33 Kontaktní plocha mezi kroužkem a Rollerem .....                                     | 45 |
| Obrázek 34 Pravidelná síť vytvořená metodou sweep .....  | 45 |
| Obrázek 35 Zatěžující tlaky .....  | 46 |
| Obrázek 36 Výpočtový model .....   | 47 |
| Obrázek 37 Posunutí rozváděcího kroužku, zatížení 2 N .....                                    | 48 |
| Obrázek 38 Místo vyhodnocování posunutí a deformace .....                                      | 48 |
| Obrázek 39 Metodika výpočtu deformace .....  | 49 |
| Obrázek 40 Redukované napětí rozváděcího kroužku, zatížení 2N .....                            | 50 |
| Obrázek 41 Redukované napětí rozváděcího kroužku, zatížení 4N .....                            | 51 |
| Obrázek 42 Model importovaného rozváděcího kroužku .....                                       | 52 |
| Obrázek 43 Konečnoprvková pravidelná síť na rozváděcím kroužku .....                           | 52 |
| Obrázek 44 Přípojný bod a spojení CE rigid region .....  | 53 |
| Obrázek 45 První vlastní tvar a vlastní frekvence 85,2 Hz; Dominantní ohybové namáhání .....   | 54 |



|  |    |
|--|----|
| Obrázek 46 Druhý vlastní tvar a vlastní frekvence 166,2 Hz; Dominantní namáhání v rovině kroužku. .... | 54 |
| Obrázek 47 Třetí vlastní tvar a vlastní frekvence 184,5 Hz; Dominantní ohybové namáhání. ....          | 55 |
| Obrázek 48 Čtvrtý vlastní tvar a vlastní frekvence 434,8 Hz; Dominantní ohybové namáhání. ....         | 55 |
| Obrázek 49 Pátý vlastní tvar a vlastní frekvence 674,1 Hz; Dominantní namáhání v rovině kroužku. ....  | 55 |
| Obrázek 50 Šestý vlastní tvar a vlastní frekvence 757.1Hz; Dominantní ohybové namáhání. ....           | 56 |
| Obrázek 51 Upevněný rozváděcí kroužek a silové zatížení ve třech směrech .....                         | 57 |
| Obrázek 52 Silové zatížení jedné kapsy rozváděcího kroužku .....                                       | 58 |
| Obrázek 53 Zatížený a zavazbený rozváděcí kroužek.....   | 59 |
| Obrázek 54 Redukované napětí, zatížení 2 N .....   | 63 |
| Obrázek 55 Redukované napětí, zatížení 4 N .....   | 64 |
| Obrázek 56 Deformace v char. směrech.....  | 66 |
| Obrázek 57 Model VNT mechanismu v programu ADAMS.....  | 70 |
| Obrázek 58 VNT model upravený podle testovacího přípravku .....  | 71 |



## SEZNAM GRAFŮ

|   |    |
|---|----|
| Graf 1 Průběh výměny náplně ve válci přepřňovaného motoru (p-V diagram) .....       | 13 |
| Graf 2 Otáčková charakteristika motoru bez a s turbodmychadlem [7] .....            | 19 |
| Graf 3 Průhyb nosníku v závislosti na vzdálenosti zatěžující síly od vetknutí ..... | 29 |
| Graf 4 Odezva na impuls ve směru ohybu .....  | 36 |
| Graf 5 Odezva na impuls ve směru kolmém na směr ohybu .....                         | 36 |
| Graf 6 Grafické znázornění vypočtených veličin. ....                                | 39 |
| Graf 7 Porovnání průhybů spočtených různými metodami .....                          | 40 |
| Graf 8 Odezva na impuls ve směru ohybu, vybuzení 1. frekvence .....                 | 57 |
| Graf 9 Odezva na impuls v rovině kroužku, vybuzení 2. frekvence .....               | 57 |
| Graf 10 Odezva na impuls v rovině kroužku, vybuzení 5. frekvence .....              | 57 |
| Graf 11 Silové reakce v opěrných bodech, zatížení 2N .....                          | 60 |
| Graf 12 Silové reakce v opěrných bodech, zatížení 4N .....                          | 60 |
| Graf 13 Deformace v char. směrech, zatížení 2N .....                                | 61 |
| Graf 14 Deformace v char. směrech, zatížení 4N .....                                | 61 |
| Graf 15 Deformace v char. směrech, zatížení 2 N .....                               | 62 |
| Graf 16 Deformace v char. směrech 4N .....  | 62 |
| Graf 17 Reakční síly, zatížení 2N .....   | 65 |
| Graf 18 Porovnání posunutí v char. bodech, zatížení 2N .....                        | 66 |
| Graf 19 Porovnání deformací, zatížení 2N .....                                      | 66 |
| Graf 20 Porovnání reakčních sil, zatížení 4N .....                                  | 67 |
| Graf 21 Porovnání posunutí v char. bodech, zatížení 4N .....                        | 68 |
| Graf 22 Porovnání deformací, zatížení 4N .....                                      | 69 |
| Graf 23 Ovládací síly VNT mechanismu s tuhým rozváděcím kroužkem .....              | 73 |
| Graf 24 Ovládací síly VNT mechanismu s pružným rozváděcím kroužkem .....            | 73 |
| Graf 25 Reakční síly s tuhým rozváděcím kroužkem .....                              | 74 |
| Graf 26 Reakční síly s pružným rozváděcím kroužkem .....                            | 74 |
| Graf 27 Deformace pružného rozváděcího kroužku .....                                | 75 |
| Graf 28 Hystereze lopatky 4, tuhý kroužek .....                                     | 76 |
| Graf 29 Hystereze lopatky 4, pružný kroužek .....                                   | 76 |
| Graf 30 Hystereze lopatky 5, tuhý kroužek .....                                     | 76 |
| Graf 31 Hystereze lopatky 5, pružný kroužek .....                                   | 76 |
| Graf 32 Hystereze lopatky 6, tuhý kroužek .....                                     | 77 |
| Graf 33 Hystereze lopatky 6, pružný kroužek .....                                   | 77 |



## SEZNAM TABULEK

|  |    |
|--|----|
| Tabulka 1 Vypočtený průhyb reakční síly a momenty v char. bodech .....                     | 30 |
| Tabulka 2 Počet uzlů v závislosti na délce elementu .....                                  | 31 |
| Tabulka 3 Průhyb nosníku pro různé délky hrany elementu .....                              | 32 |
| Tabulka 4 Vypočtené parametry v programu ANSYS .....                                       | 33 |
| Tabulka 5 Srovnání prvních čtyř nenulových vlastních frekvencí volného nosníku .....       | 34 |
| Tabulka 6 Vlastní frekvence upevněného nosníku .....                                       | 35 |
| Tabulka 7 Porovnání vlastních frekvencí nezatíženého nosníku ANSYS/ADAMS .....             | 36 |
| Tabulka 8 Porovnání vlastních frekvencí zatíženého nosníku .....                           | 37 |
| Tabulka 9 Vypočtené hodnoty v programu ADAMS .....   | 38 |
| Tabulka 10 Porovnání skokové změny a plynulého průhybu nosníku .....                       | 39 |
| Tabulka 11 Porovnání vypočteného průhybu ANSYS/ADAMS v char. bodech .....                  | 40 |
| Tabulka 12 Reakční síly v opěrných bodech .....  | 47 |
| Tabulka 13 Hodnoty posunutí v char. bodech .....   | 48 |
| Tabulka 14 Hodnoty deformací v char. směrech .....   | 50 |
| Tabulka 15 Hodnoty Maximálního redukovaného napětí .....                                   | 51 |
| Tabulka 16 Srovnání vlastních frekvencí volného kroužku .....                              | 53 |
| Tabulka 17 Vlastní frekvence upevněného rozváděcího kroužku .....                          | 54 |
| Tabulka 18 Srovnání vlastních frekvencí nezatíženého rozváděcího kroužku ANSYS/ADAMS ..... | 56 |
| Tabulka 19 Srovnání vypočtených frekvencí .....  | 58 |
| Tabulka 20 Reakční síly v opěrných bodech .....  | 61 |
| Tabulka 21 Hodnoty posunutí v char. bodech .....   | 62 |
| Tabulka 22 Hodnoty deformace v char. směrech .....   | 63 |
| Tabulka 23 Hodnoty redukovaného napětí .....   | 63 |
| Tabulka 24 Porovnání reakčních sil, zatížení 2N .....                                      | 65 |
| Tabulka 25 Porovnání posunutí v char. bodech, zatížení 2N .....                            | 65 |
| Tabulka 26 Porovnání deformací, zatížení 2N .....  | 66 |
| Tabulka 27 Porovnání redukovaných napětí, zatížení 2N .....                                | 67 |
| Tabulka 28 Porovnání reakčních sil, zatížení 4N .....                                      | 67 |
| Tabulka 29 Porovnání posunutí v char. bodech, zatížení 4N .....                            | 68 |
| Tabulka 30 Porovnání deformací, zatížení 4N .....  | 68 |
| Tabulka 31 Porovnání redukovaných napětí, zatížení 2N .....                                | 69 |
| Tabulka 32 Srovnání statické a dynamické simulace .....                                    | 75 |